

Schwingungsdämpfung elastischer Flugtriebwerksrotoren in Quetschöldämpfern

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Daniel Peters

aus Berlin

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Mitberichterstatter: Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer

Tag der Einreichung: 24.08.2010

Tag der mündlichen Prüfung: 26.10.2010

Darmstadt 2011

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt. Die Vollendung der Arbeit erfolgte nach meiner Tätigkeit an der Universität Darmstadt.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann, der für mich - als international anerkannter Rotordynamiker - immer ein offenes Ohr für spezielle Rotordynamik Probleme hatte. Insbesondere dafür, dass er trotz seiner späteren Tätigkeit bei der Firma Alstom die Zeit gefunden hat, um mich weiterhin als Doktorvater zu betreuen.

Herrn Prof. Dr. h. c. Dr.-Ing. Herbert Birkhofer, Leiter des Fachgebiets Produktentwicklung und Maschinenelemente an der TU-Darmstadt, danke ich für die Übernahme der Mitberichterstattung und das Interesse an meiner Arbeit.

Bei der Planung und Konstruktion des Prüfstandes war der ehemalige Oberingenieur des Fachgebiets, Dr.-Ing. Ulrich Oldendorf, beteiligt. Aufgrund seiner großen Erfahrungen mit Prüfstandständen und den möglichen Problemen war es überhaupt erst möglich, in einem sehr kurzen Zeitrahmen alle Anforderungen umzusetzen. Ihm sei hier für seine Unterstützung gedankt.

Der Gruppe der Gesamttriebwerksmodellierung bei Rolls-Royce Deutschland in Dahlewitz danke ich für die hervorragende Zusammenarbeit und Unterstützung. Stellvertretend ist dabei besonders Herr Dr. Domes als Initiator des Projektes zu nennen. Er war immer ein Quell an Anregungen und Ideen, sowie ein inspirierender Gesprächspartner. Ich bedanke mich für die vielen hilfreichen Telefongespräche. Weiterhin danke ich Herrn Dr. Streller und Herrn Roland Blutke für die gute Zusammenarbeit.

Besonders bedanke ich mich bei meinem Kollegen Christian Kaletsch für die Unterstützung bei der Erstellung der Datenerfassung und wünsche ihm bei der Fortführung des Projektes mit aktiver Lagerung durch Piezoaktoren im Rahmen des Luftfahrtforschungsprojektes des Bundeswirtschaftsministeriums (Lufo IV) viel Erfolg. Weiterhin ist mein Kollege Robert Köhler zu erwähnen, der die Berechnung von Quetschöldämpfern mit dem Programmpaket NIROD am Fachgebiet weiterführen wird.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Lebensgefährtin Beate Mackowiak, die mich in der letzten und anstrengenden Schaffensphase liebevoll unterstützte. Des Weiteren danke ich meinen Eltern für das Verständnis und den familiären Rückhalt in all den Jahren.

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG.....	1
1.1	Flugtriebwerksrotoren.....	1
1.2	Niederdruckrotor.....	2
1.3	Probleme bei unwuchterzwungenen Schwingungen	4
1.4	Spiele und Kräfte	5
1.5	Möglichkeiten zur Schwingungsminderung.....	5
2	MOTIVATION UND ZIELE	7
2.1	Testanforderungen von Rolls-Royce Deutschland	7
2.1.1	Dummy-Rotor.....	7
2.1.2	Auswuchtversuche.....	8
2.1.3	Rotordynamischer Prüfstand	8
2.1.4	Messsystem.....	9
2.1.5	Rotordynamische Tests.....	9
2.1.6	Sicherheits- und Umweltsanforderungen	9
2.1.7	Analytische Unterstützung	10
2.2	Ziele.....	10
2.2.1	Auswuchtmethode	10
2.2.2	Sensitivität gegenüber Unwuchtverteilungen	10
2.2.3	Versuche mit großen Unwuchten	10
2.2.4	Variation der Quetschöldämpfer-Parameter	11
2.2.5	Variation der Lagersteifigkeiten.....	11
2.2.6	Einfluss des gyroskopischen Momentes beim Take Off	11
2.2.7	Verhalten bei deaktivierten Quetschöldämpfern	11
2.2.8	Berechnungen	11
3	GRUNDLAGEN.....	12
3.1	Rotordynamik	12
3.1.1	Der Lavalrotor	12
3.2	Quetschöldämpfermodelle	20
3.2.1	Reynoldsgleichung	22
3.2.2	Unendlich kurzer Dämpfer	22
3.2.3	Unendlich breiter Dämpfer.....	25
3.2.4	Darstellung ausgewählter Quetschöldämpfermodelle	26
3.3	Aktives Auswuchtsystem.....	31
4	PRÜFSTAND FÜR EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN.....	34
4.1	Planung	34
4.1.1	Mechanik	34
4.1.2	Hydraulik	36
4.1.3	Elektronik	37
4.1.4	Sicherheitsanforderungen	41
4.2	Konstruktion	43
4.2.1	Mechanik	43
4.2.2	Hydraulik	53
4.2.3	Elektronik	56
4.3	Aufbau und Montage	63
4.3.1	Rahmen.....	63
4.3.2	LP-Spool.....	63

4.3.3	Antrieb	67
4.3.4	Berstschutz.....	67
4.3.5	Ablaufmontage ohne LP-Spool	68
4.4	Sicherheitskonzept.....	69
4.5	Signalverarbeitung.....	70
4.5.1	Signalkonditionierung und Erfassung	70
4.5.2	Oberfläche des Kontroll- und Überwachungsprogramms	70
5	MESSUNGEN AM REALSYSTEM.....	73
5.1	Experimentelle Modalanalyse	73
5.1.1	Rahmen Lager 1.....	73
5.1.2	Rahmen Lager 2 und 3.....	74
5.1.3	LP-Spool.....	74
5.2	Experimentelle Ermittlung der unwuchterzwungenen Schwingungen.....	77
5.2.1	Signalauswertung.....	77
5.2.2	Axial verteilte kleine Unwuchten	81
5.2.3	Einfluss der Turbinenunwuchten- und Momente	91
5.2.4	Verhalten bei großen Unwuchten	93
5.2.5	Verhalten mit sinkendem Öldruck der Quetschöldämpfer	96
5.2.6	Verhalten mit ausgeschalteten Quetschöldämpfern	97
6	VERGLEICH MESSUNG / BERECHNUNG	101
6.1	Berechnungsmodell	101
6.2	Freie Schwingungen	102
6.2.1	Freier Rotor.....	102
6.2.2	Gelagerter Rotor	103
6.3	Erzwungene Schwingungen.....	105
6.3.1	Axial verteilte Unwuchten.....	106
6.3.2	Einfluss der Momente der Turbinenunwuchten	108
6.3.3	Verhalten bei großen Unwuchten	109
6.4	Übertragbarkeit des Quetschöldämpfermodells	111
6.4.1	LP-Spool in Stahlzylindern	111
6.4.2	Rotor mit einem abweichenden Quetschöldämpfer.....	113
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	115
	LITERATUR	117
	ANHANG	121
A.1	Koeffizienten nach El-Shafei.....	121
A.2	Koeffizienten nach L.A. San Andres und J.M. Vance.....	122
A.3	Belegungspläne der Messkarten	123
A.4	Mechanischer Ablauf des Aufbaus des Prüfstandes.....	128
A.5	Instandhaltung des Ölkreislaufs.....	130

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

Balancer	Automatische Auswuchteinheit
CBO	Schaufelverlust an der Turbine, Core Blade Off
Dummy Turbine	Ersatzmodell am Prüfstand für die reale Turbine ohne Schaufeln, vergleichbar in Schwerpunkt, Masse und Trägheiten
FSS	Front Stubshaft, vordere Stummelwelle zur Aufnahme des Axiallagers und mit Flansch zur Kupplung
HP-Spool	Hochdruckrotor, High Pressure Spool
IP-Spool	Mitteldruckrotor des Triebwerks, Intermediate Pressure Spool
LP-Shaft	Niederdruckrotor, Low Pressure Shaft, hohle, dünnwandige und lange Niederdruckwelle zwischen Turbine und FSS, Grund für das elastische Rotorverhalten
LP-Spool	Niederdruckrotor mit Turbine, LP-Shaft, FSS, RSS, Kupplung und Motor, Low Pressure Spool
MTO	Max Take Off, max. Drehzahl des LP-Spools, notwendig zum Abheben des Flugzeugs vom Boden
RRD	Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG
RSS	Rear Stubshaft, hintere Stummelwelle, angeflanscht an der Turbine, zur Aufnahme der beiden hinteren mit SFDs ausgestatteten Lager
SFD	Quetschöldämpfer, Squeeze film damper,

Lateinische Buchstaben

\dot{e}	Radialgeschwindigkeit des Quetschöldämpferzapfens
\vec{n}	Normalenvektor eines Kontrollvolumens
\bar{p}	Dimensionsloser Druck des Quetschfilms
\bar{t}	Dimensionslose Zeit
$\tilde{F}_{ri}, \tilde{F}_{ii}$	Langrangeterme der Energieapproximation
A, B, C, D	Integrationskonstanten
A_r, B_r, C_r	Radiale Kraftkomponenten bei San Andres und Vance
A_u, B_u, C_u	Kraftkomponenten in Umfangsrichtung bei San Andres und Vance
B	Breite des Quetschöldämpfers
C_{ru}^*, C_{uu}^*	Dimensionslose Dämpferkoeffizienten bei San Andres und Vance
D_{ur}^*, D_{rr}^*	
C_l	Enddichtungsfunktion bei San Andres und Vance
c_{ij}	Steifigkeiten
CL	Dimensionsloser Dichtungskoeffizient
C_{ru}, C_{uu}	Viskose Dämpfungskoeffizienten des Modells nach San Andres und Vance
d_{ij}	Dämpfungskonstante
$d_{rr}, d_{uu}, d_{ru}, d_{ur}$	Dämpfungskoeffizienten des Quetschöldämpfers
D_{ur}, D_{rr}	Trägheitsdämpfungskoeffizienten des Modells nach San Andres und Vance
$D_{ur, Schwer}, D_{ru, Schwer}$	Viskose Koppeldämpfungskoeffizienten nach M. Schwer
$D_{uu, Schwer}, D_{rr, Schwer}$	Viskose Hauptdämpfungskoeffizienten nach M. Schwer
e	Exzentrizität des Quetschöldämpferzapfens
F_i	Trägheitskräfte des Quetschfilmes
F_r	Radiale, viskose Dämpfungskraft

IV

$F_{r,i}, F_{u,i}$	Trägheitsbedingte Radial- und Umfangsdämpferkraft
F_u	Viskose Dämpfungskraft in Umfangsrichtung
$H = h/c$	Dimensionslose Filmdicke
$h(x,t)$	Höhenfunktion der Quetschöldämpfers
h_0	Radiales Dämpferspiel
j	Komplexe Zahl
$K_{Dichtung}$	Dichtungsfunktion nach M. Schwer
La, Lb, Lc	Enddichtungsfunktionen bei San Andres und Vance
M	Masse
M_{rj}^*	Dimensionsloser radialer Dämpfungskoeffizient für die Beschleunigung vom Typ j
M_{uj}^*	Dimensionsloser Dämpfungskoeffizient in Umfangsrichtung für die Beschleunigung vom Typ j
$M_{r,uj}$	Dimensionsbehafteter Dämpfungskoeffizient
$M_{uu, Schwer}, M_{rr, Schwer}$	Trägheitsbedingte Dämpfungskoeffizienten nach M. Schwer
p	Druck im Quetschfilm
p_0	Druck aus rein viskoser Berechnung
p_1	Druck bedingt durch Trägheitseinfluss
p_{amb}	Umgebungsdruck
R	Quetschöldämpferradius
Re	Reynoldszahl des Quetschfilms
R_{ri}, R_{ti}	Flussterme der Energieapproximation
R_s	Mittlerer Radius des Quetschfilms
t	Zeit
T^*	kinetische Energie im betrachteten Kontrollvolumen
t^*	spezifische kinetische Energie pro Volumen
x, y, z	Quetschfilmkoordinaten
$Z(z)$	Korrekturfunktion für den Dämpferdruck

Griechische Buchstaben

$\dot{\gamma}$	Winkelgeschwindigkeit des Quetschöldämpferzapfens
$\bar{\xi}$	Beliebige generalisierte Koordinate
γ	Lagewinkel des Quetschöldämpferzapfens
ϑ	Kinematische Viskosität
Ω	Charakteristische Quetschfilmfrequenz
Ω^*	Dimensionslose Quetschfilmfrequenz
δ, ζ	Hilfswinkel den Modells nach Hummes & Holmes
ε	SFD: bezogene Exzentrizität e/h_0 , Rotordynamik: Exzentrizität
η	Dynamische Viskosität
φ	Lagewinkel der Höhenfunktion
φ_1, φ_2	Startwinkel, Endwinkel des positiven Druckberges
λ	Eigenwert des Druckrandwertproblems
μ	Viskosität des Schmiermediums
$\xi = z/R$	Dimensionslose Axialkoordinate

1 Einleitung

Zur Untersuchung des Verhaltens von starren und elastischen Rotoren sind eine Vielzahl von Beiträgen in der internationalen Literatur veröffentlicht worden. Trotz dieser Tatsache bleibt die Rotordynamik ein interessanter Bereich, da eine große Komplexität der Interaktion mit vielen zusätzlichen Arten von Bauelementen und Bedingungen besteht. Insbesondere im Bereich der Luftfahrt sind aufgrund der hohen Sicherheitsanforderungen und der gewichtseffizienten Bauweise, nähere Untersuchungen des Triebwerksverhaltens durch vereinfachte Prüfstände, Probeläufe am Boden und in den jeweiligen Betriebshöhen, sowie Versuche zum sicheren Verhalten des Triebwerks bei defekten Baugruppen notwendig. Die vereinfachten Prüfstände geben erste Auskünfte zum generellen Verhalten von einzelnen Rotoren oder Triebwerken. Sie ermöglichen die Untersuchung der Auswirkungen von Modifikationen am Rotor, der Lagerung, der Lageranbindung und erste Untersuchungen und Validierungen im Vergleich zum erstellten FE-Modell. Diese Modifikationen sind gegenüber dem Triebwerk schneller und einfacher realisierbar, insbesondere bei Einflüssen von nichtlinearen Elementen oder Betriebszuständen.

Die Notwendigkeit der Untersuchung von Rotoren durch geeignete Versuchsläufe soll ein Beispiel zeigen. Bei einem Flugtriebwerk erfolgten die Bodentests und Tests in geringer Flughöhe erfolgreich, es gab aber später Probleme mit ausgelieferten Triebwerken, die nach einiger Zeit Risse bei einer Beschaufelungsebene aufwiesen. Der Grund dafür war, dass bei der geringeren Luftdichte in 10.000 m Höhe sich die Eigenfrequenz der Schaufeln verschob. Es kam zu Resonanzschwingungen, die aufgrund der geringeren Dämpfung nicht mehr ausreichend begrenzt werden konnten. Diese zusätzliche Materialbelastung führte zu Materialermüdungen und somit im schlimmsten Fall zu einem Schaufelverlust des Triebwerks. Da es bei Berechnungen immer möglich ist, dass Parameter bei bestimmten Betriebsbedingungen vergessen oder falsch eingeschätzt werden, sind in der Luftfahrt solche Versuche vorgeschrieben.

1.1 Flugtriebwerksrotoren

In dieser Arbeit soll ein Flugtriebwerksrotor in Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland untersucht werden, dessen Gestaltung stellvertretend für Niederdruckrotoren von Flugzeugtriebwerken gewählt wurde.

Der zu untersuchende Rotor kann als Teil eines Mehr-Wellen-Triebwerks angesehen werden, siehe Bild 1.1. Beispielsweise besteht ein 3-Wellen-Flugtriebwerk aus einem Hochdruckrotor (HP-Spool), einem Mitteldruckrotor (IP-Spool) und einem Niederdruckrotor (LP-Spool),

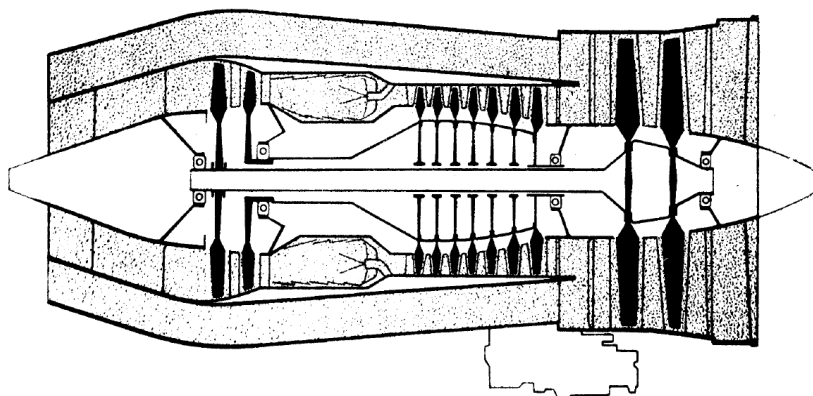


Bild 1.1: Schematisches 2-Wellen-Flugtriebwerk, [Gas02]

wobei man sich dabei das Triebwerk in Bild 1.1 um einen inneren weiteren Rotor ergänzt vorstellen muss. Der Hochdruckrotor (HP-Spool) besteht aus Kompressor- und Turbinenstufen. Der Mitteldruckrotor (IP-Spool) besteht ebenfalls aus solchen Stufen. Der Niederdruckrotor (LP-Spool) treibt als Arbeitsstufe einen Fan oder einen Propeller an und besitzt ebenfalls Kompressorstufen. Alle drei Rotoren werden ineinander geschachtelt montiert, wobei der HP-Spool den äu-

bersten und kürzesten Rotor darstellt. Er hat somit auch den größten Durchmesser. In ihm befindet sich der IP-Spool, der vorne und hinten den HP-Spool überragt. Der LP-Spool stellt somit den längsten Rotor mit dem geringsten Durchmesser dar, der wiederum vorne und hinten den IP-Spool überragt. Der radiale Abstand zwischen dem LP- und IP-Spool beträgt nur einige Millimeter im Bereich des LP-Shafts. Die Schwingungen des LP-Shafts sollten deshalb immer unter diesem Bereich liegen, um eine Schädigung der Rotoren zu vermeiden. Die drei geschachtelten Rotoren bilden den Aufbau eines 3-Wellen-Triebwerks. An den jeweils überstehenden Wellenteilen finden die Lager ihre Aufnahme. In dieser Arbeit wird ein Beispielrotor untersucht, der in seiner Gestalt einem Niederdruckrotor entspricht, weshalb der betrachtete Rotor als LP-Spool bezeichnet wird.

1.2 Niederdruckrotor

Der Prüfstand für den Niederdruckrotor wurde in Zusammenarbeit mit Rolls-Royce Deutschland (RRD) an der TU-Darmstadt vom Fachgebiet „Mechatronik im Maschinenbau“ errichtet, wobei die meisten rotierenden Teile von RRD geliefert und kontrolliert wurden. Die Aufbauten und alle anderen nicht rotierenden Teile wurden in Abstimmung mit RRD durch das Fachgebiet konstruiert, angefertigt bzw. in Auftrag gegeben. Der gesamte Prüfstand hat ein Gewicht von ca. 7.500 kg und eine Länge von 3,10 m. Alleine die verwendeten Berstschutzkomponenten haben dabei ein Gewicht von über 1.500 kg. Das Fundament wiegt ohne das Untergestell ca. 4.500 kg. Der verwendete LP-Spool liegt mit seinen Parametern im Bereich der Originalgröße von Vergleichsrotoren in Flugzeugtriebwerken.

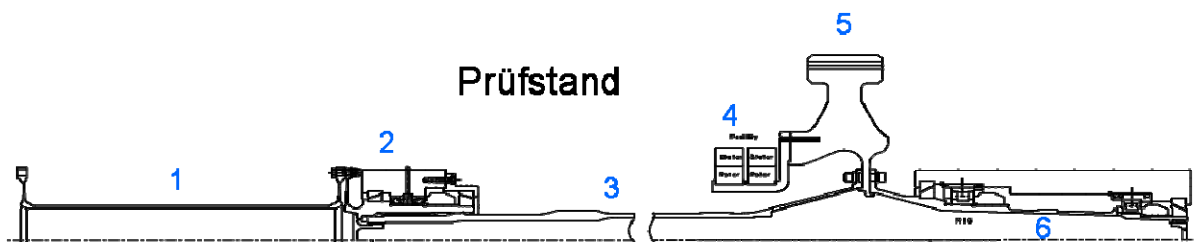


Bild 1.2: LP-Spool Prüfstand

In dem Bild 1.2 sind die einzelnen Komponenten des LP-Spools in einer Schnittzeichnung dargestellt. In dieser Arbeit findet der Begriff Spool immer dann Verwendung, wenn es sich um den gesamten Antriebsstrang wie in Bild 1.2 handelt, d.h. inkl. des Abtriebsstrangs (z.B. Propeller). Bei einem Spool handelt es um einen Rotor, der Kompressor- und Turbinenstufen besitzt, d.h. eine rotatorische Energieeinleitung und eine Energieabgabe finden statt. Im Falle des LP-Spools erfolgt dies durch einen Fan/Propeller und die Turbinenstufen. Für den Prüfstand findet diese Bezeichnung auch ihre Verwendung, wobei die Energie durch einen Elektromotor über die Kupplung eingeleitet wird.

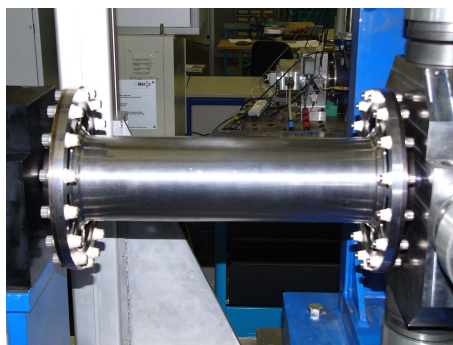


Bild 1.3: Doppelmembran-Kupplung

Die Kupplung (1) stellt die Anbindung des Triebwerks an das Getriebe zur Untersetzung auf den Fan/Propeller dar. Der Rotor besitzt eine max. Drehzahl von 8.500 min^{-1} . Es handelt sich um eine Doppelmembrankupplung, die eine Entkopplung von Biegeschwingungen zwischen Niederdruckrotor und Motor gewährleisten soll. Die Kupplung hat eine mittlere axiale Steifigkeit von $1,8 \text{ kN/mm}$. Für den Prüfstand fand eine Modifikation bzgl. der Axialsteifigkeit statt, die nun $1,8 \text{ kN/mm}$ anstatt 4 kN/mm beträgt. Die geringe Steifigkeit trägt der Notwendigkeit Rechnung, die Axialkräfte, bei einer Begrenzung des Weges auf das Axialmotorlager links von der Kupplung zu reduzieren. Der Schwingweg wird dabei durch das axiale Spiel des Axiallagers ($\pm 0,25 \text{ mm}$) am Front Stubshaft (FSS) begrenzt.



Bild 1.4: Axiallager, Fanglager und LP-Shaft

Befestigungsschraube mit dem LP-Shaft (3) verbunden. Zusätzlich ist eine axiale Verzahnung zwischen den Bauteilen als formschlüssige Verdrehesicherung integriert. Der LP-Shaft stellt mit einer Länge von ca. 1,8 m, einem Außendurchmesser von ca. 80 mm und einer mittleren Wandstärke von ca. 7 mm den längsten und flexibelsten Teil des LP-Spools dar.

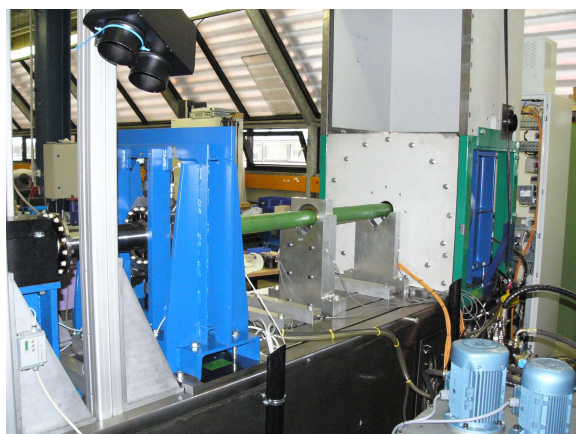


Bild 1.5: Vordere Ansicht des Prüfstands

halten. Normalerweise werden diese Systeme u.a. zum automatischen Auswuchten von Spindeln verwendet. Der Titanflansch besteht aus nichtmagnetisierbarem Material, um mögliche magnetische Streuflüsse durch die Rotoren des automatischen Auswuchtsystems zu vermeiden.

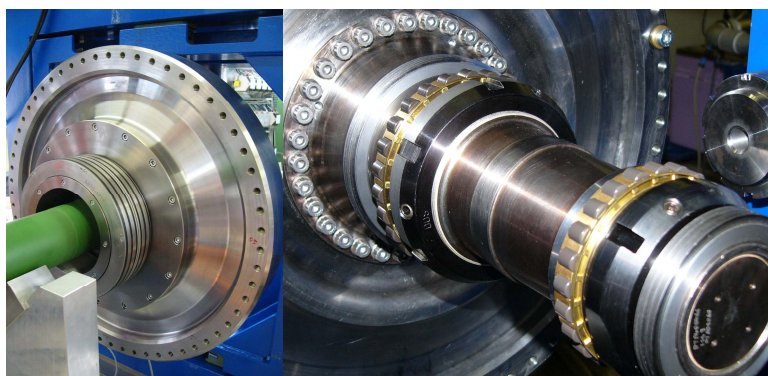


Bild 1.6: Dummy-Turbine mit Auswuchtringen und Rear Stubshaft hinsichtlich der Auslenkungen des Rotors führt.

Die Kupplung ist rechts an der Membran des FSS (2), der als „Stummelwelle“ zur Aufnahme des Axiallagers (Lager 1) dient, angeflanscht. Bei Flugzeugtriebwerken erfolgt in der Regel die Lageranbindung über solch angeflanschte „Stummelwellen“ (Stubshafts). Das Axiallager des Triebwerks wird über die Schubkräfte axial vorgespannt, wodurch die Wälzkörper in ihre vorgesehenen Laufbahnen ausgerichtet werden. Für den Prüfstand wäre eine axiale Vorspannung durch magnetische oder pneumatische Vorrichtungen möglich gewesen, was aber aus Kostengründen verworfen wurde. Der FSS ist durch eine Übermaßpassung und eine axiale

Der LP-Shaft ist über eine Flanschverbindung mit der Dummy-Turbine (5) verbunden. In der Dummy-Turbine sind im Radius von 250 mm 60 Durchgangsgewindebohrungen für die Montage statischer Unwuchten implementiert.

Zur Einleitung und Veränderung von Unwuchten während des Betriebs ist an der Prüfstandsturbine ein Titanflansch montiert, der zur Aufnahme von den 2 Rotoren des aktiven Auswuchtsystems (4) dient. Mit diesen Bauteilen ist eine Aufbringung und Neutralisation von Unwuchten auf die Dummy-Turbine während des Betriebs bis 22.400 gmm möglich, ohne dafür Bauteile zu demontieren oder den Rotor anzu-

Die Dummy-Turbine zusammen mit den Rotorteilen des aktiven Auswuchtsystems und dem dazugehörigen Flansch entspricht in Masse und Schwerpunkt einer vergleichbaren Triebwerksturbine. Das Trägheitsmoment beträgt nur die Hälfte der Vergleichstriebwerksturbine, was aber nach Berechnungen von RRD zu keiner nennenswerten Auswirkung



Bild 1.7: Innenringe der SFDs

An die Turbine ist der Rear Stubshaft (RSS, 6) angeflanscht, der mit 32 Schrauben durch die Turbine mit dem LP-Shaft verbunden ist, wodurch eine gleichmäßige Druckverteilung an der Anbindungsstelle realisiert wird. Der RSS dient der Aufnahme der zwei Radiallager (Loslager, Lager 2 und 3), die jeweils mit einem Quetschöldämpfer (SFD) zur externen Dämpfungseinleitung ausgestattet sind. Die inneren Teile der SFDs sind im Bild 1.7 dargestellt. Sie bestehen aus einer sich auf der Welle befindenden Zufuhrnut für das Öl, sowie aus zwei Nuten für die Dichtungsringe, die sich an den Rändern des Dämpferlandes befinden. Sie sind somit gedichtet und zusätzlich ohne Squirrelcage ausgeführt, d.h. sie verfügen über keine statische Steifigkeit.

Der LP-Spool ist aufgrund der Flexibilität des LP-Shafts ein elastischer Läufer, dessen ersten beiden Biegeeigenfrequenzen durchfahren werden.

1.3 Probleme bei unwuchterzwungenen Schwingungen

Durch Unwucht erzwungene Schwingungen des Rotors sind drehzahlfrequent und regen den Gleichlaufanteil der Biegeschwingungen des Rotors an. In Abhängigkeit von der Verteilung der Steifigkeiten der Lagerabstützungen kann es jedoch auch zur Anregung von Gegenlaufanteilen kommen.

Da der Spool einen überkritischen Rotor darstellt, muss seine Sensitivität gegenüber kleinen Unwuchten entlang des LP-Shafts untersucht werden, sowie sein Verhalten bei größeren Unwuchten auf der Turbine.

Schwingungen aufgrund von Unwuchten können u.a. zu folgenden Problem führen:

1. Der LP-Rotor könnte durch die Unwucht so angeregt werden, dass er den Abstand zum IP-Rotor aufbraucht und diesen berührt. Zusätzlich werden alle Rotoren mit unterschiedlichen Drehzahlen betrieben. Dieser Kontakt stellt für das Triebwerk ein großes Problem dar, da dadurch zusätzliche Schwingungen zwischen den Rotoren angeregt werden, Materialabtrag mit Schädigung oder sogar Zerstörung entstehen kann, die Schaufeln von den Kompressor- und Turbinenstufen in Kontakt mit den äußeren Begrenzungen treten können. Durch die Schwingungen entstehen zusätzliche Materialbelastungen des Triebwerks.
2. Durch Schwingungen des LP-Spools können die Schaufelabstände zu den Wänden variieren, was zu einer Reduzierung des Wirkungsgrades der Maschine führt und im Extremfall zum Kontakt der Schaufeln mit der Umrandung. Die Spaltgröße wird immer so gering wie möglich ausgeführt, um die Leckageverluste zu minimieren.
3. Große Unwuchten können zu weiteren Problemen führen. Hierzu gehört ein Anschlagen der SFDs, was zu einer Deformation und je nach Intensität zu einem möglichen Austausch der SFDs führen kann. Beim Kontakt verändern sich kurzzeitig die Systemeigenschaften und damit seine Eigenfrequenzen. Wenn gleichzeitig die SFDs deaktiviert sind, erhält man ein völlig neues System, bei dem die Lagerungssteifigkeit von der Kontaktsteifigkeit der SFDs zum Gehäuse abhängt.
4. Die Schwingungen des Triebwerks werden über die Tragfläche zur Passagierkabine übertragen, was zu einer deutlichen Beeinträchtigung des Passagierkomforts führt. Dies ist ein sehr wichtiges Verkaufskriterium für Flugzeugtriebwerke.
5. Alle Schwingungen führen zu einer zusätzlichen Belastung der Struktur des Triebwerks und des Flugzeugs, weshalb eine Verringerung sehr wünschenswert ist.

1.4 Spiele und Kräfte

Ein Vergleichstriebwerksrotor wird im Betrieb durch Axialkräfte von 10 kN bis 20 kN vorgespannt, deren Ursache im Schub des Triebwerks liegt. Diese Kräfte werden von einem Festlager aufgenommen, dessen Wälzkörper durch die Axialkräfte in der vordefinierten Laufbahn fixiert werden. Für den Prüfstand ist keine axiale Vorspannung vorgesehen, wodurch ein Originallager nicht in seine vorgesehenen Kugellaufbahnen positioniert werden kann. Aus diesem Grunde muss ein anderes Lagerungskonzept hier seine Anwendung finden. Das Festlager weist zudem ein großes axiales Spiel von 0,5 mm auf, um die Rotorbewegungen bei großen Unwuchten aufnehmen zu können. Der Rotor soll, wenn möglich, mit einer max. Unwucht auf der Turbine von 40.000 gmm betrieben werden können. Die Realisierbarkeit dieser Größe muss erst durch Versuche ausgetestet werden. Externe Dämpfungskräfte werden über den RSS durch die SFDs in den LP-Spool eingeleitet. Die SFDs der hinteren Lager sollen dabei ein radiales Spiel von ca. 130 μm besitzen. Zur Überprüfung der Auswirkung des gyroskopischen Momentes bei Flugmanövern auf den LP-Spool, soll ein statisches Moment in der Größenordnung von bis zu 5.000 Nm am Prüfstand realisierbar sein.

1.5 Möglichkeiten zur Schwingungsminderung

Die wohl wichtigsten mechanischen Probleme von Rotoren liegen in der Existenz von Unwuchten. Sie sind der Hauptgrund, weshalb Rotoren zu Schwingungen angeregt werden. Besonders problematisch ist dies in der Nähe von Resonanzen (biegekritische Drehzahlen), wo der Rotor am empfindlichsten auf Erregungen reagiert. Es gibt eine Vielzahl von Möglichkeiten, um die Schwingungen eines Rotors zu reduzieren. Nachfolgend werden einige erwähnt, ohne dabei den Anspruch auf Vollständigkeit zu beinhalten.

Die wohl bekannteste Methode stellt das sogenannte Auswuchten dar. Dabei versucht man die Unwuchtverteilung des Rotors durch Ausgleichgewichtssetzungen zu kompensieren. Aufgrund der Art der dabei gewählten Verfahren unterscheidet man statisches und dynamisches Auswuchten, sowie modales Wuchten und das Wuchten nach Einflusszahlen [Gas02], [Fed77], [Kel87]. Zu den beiden letztgenannten Verfahren existieren auch Mischverfahren. In der neueren Zeit sind noch aktive Auswuchtverfahren hinzugekommen, wobei z.B. durch auf dem Rotor befindliche Aktoren passende Auswuchtsätze zum Zustand des Rotors eingeleitet werden können [Adl08],[Fom09]. Damit ist bei genügender Performance auch eine Realisierung von Wuchtlösungen zu den jeweiligen Drehzahlbereichen aktiv realisierbar.

Eine weitere Möglichkeit stellt die Einleitung einer externen Dämpfung in den Rotor dar, um Schwingungen zu reduzieren. Dies gilt insbesondere für den problematischen Resonanzbereich. Eine passive Möglichkeit dafür stellen z.B. Quetschöldämpfer (SFD) dar. Über einen radialen Spalt von ca. 0,1 mm und einen Ölzufuhrdruck von ca. 5 bar Absolutdruck wird Dämpfung in den Rotor eingebracht. Die SFDs können z.B. über die Außenringe der Lager angreifen. Diese Arbeit behandelt einen Prüfstand, der diese Komponente mit einschließt.

Zur aktiven Dämpfung können u.a. piezoelektrische Aktoren eingesetzt werden, die wiederum von außen z.B. an den Lagerstellen angreifen. Mit ihnen ist auch eine Reduktion der vom Rotor ausgehenden Lagerkräfte möglich, wobei die Rotorschwingungen zugunsten der Schwingungsisolierung zunehmen können. Ein Projekt zu dieser aktiven Dämpfung wird z.Z. am Fachgebiet durch eine Modifikation des hier zu behandelnden Prüfstandes durchgeführt.

Eine besondere Maßnahme zur aktiven Dämpfung stellen Magnetlager dar. Bei ihnen erfolgt nicht nur eine externe Einbringung von Dämpfungskräften, sondern sie übernehmen auch die Lagerungsfunktion. Zusätzlich kann somit z.B. die Lagersteifigkeit beeinflusst werden. Dabei treten aber zusätzliche dynamische Probleme beim Kontakt des Rotors im Betrieb mit den sogenannten Fanglagern auf, wobei für den Stillstand ebenfalls eine zusätzliche Lagerung notwendig ist. Beides wird in letzter Zeit durch sogenannte „Load-Sharing-Bearings“

realisiert [Ort07]. Prüfstände für diese Art der Lagerung befinden sich ebenfalls am Fachgebiet. Weiterhin ist damit auch eine Fehlerdiagnose möglich [Aen02].

2 Motivation und Ziele

Der Prüfstand soll ein reales Vergleichstriebwerk abbilden, wobei Drehzahlen bis max. 9.000 min^{-1} zu realisieren sind. Die Ergebnisse des Prüfstandes sollen zu einem besseren rotordynamischen Verständnis von Vergleichstriebwerken führen und verschiedene Arten von Parametervariationen ermöglichen, die so leicht nicht am realen Triebwerk durchführbar sind. Weiterhin sollen die Berechnungen dieser Variationen mit dem Prüfstand abgeglichen werden, um so eine Validierung des Modells zu erhalten.

2.1 Testanforderungen von Rolls-Royce Deutschland

Der LP-Spool wird über eine lange, dünnwandige Welle, eine Kupplung und einen Motor angetrieben. Der zu untersuchende Betriebsbereich des LP-Spools liegt zwischen 6.000 min^{-1} (Leerlaufdrehzahl) und 8.000 min^{-1} . Er wird durch ein Axial- und Radiallager im vorderen Bereich und zwei Radiallager nah an der Turbine im hinteren Bereich gelagert. Die Radiallager sind mit SFDs ausgestattet.

Aufgrund der Tatsache, dass der LP-Spool hauptsächlich aus einer langen, dünnen Welle besteht, ist der Rotor elastisch. Dies resultiert in eine erste Biegeeigenfrequenz bei ca. 3.000 min^{-1} . Das bedeutet, dass der Rotor überkritisch betrieben wird. Basierend auf der besonderen Gestaltung des Rotors, ist das dynamische Verhalten sehr empfindlich gegenüber Störeinflüssen, wie Unwuchten und externe Schwingungsanregungen z.B. durch ein Getriebe. Aus diesem Grunde soll ein Testprogramm mit dem Dummy-Rotor an der TU-Darmstadt, am Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau, durchgeführt werden, um die Anfälligkeit für eine spätere Reduzierung zu untersuchen. Weiterhin soll dadurch eine Möglichkeit für etwaige erforderliche Konstruktionsänderungen gegeben sein. Die rotierenden Bauteile - inkl. der Lager – wird RRD liefern. Die TU-Darmstadt soll die weiteren Testkomponenten, einschließlich des Fundaments, der Lageraufnahmen und des Messsystems, bereitstellen.

2.1.1 Dummy-Rotor

Der Dummy-Rotor des Prüfstandes sollte die gleichen rotordynamischen Eigenschaften wie ein Vergleichstriebwerksrotor besitzen, wobei er aber bis zu einem gewissen Grad vereinfacht werden kann. Der gesamte Rotor besteht aus einem FSS, dem sehr langen, dünnwandigen LP-Shaft, einer Dummy-Turbine, die einer dreistufigen Turbine entsprechen soll, und dem RSS. Im Allgemeinen sollen die Masse und Massenverteilung, der Schwerpunkt, die Steifigkeit und das Massenträgheitsmoment äquivalent zu dem Produktionsrotor sein.

Die Stubschaften können in der Hinsicht vereinfacht werden, dass die Verbindungseigenschaften zu den anderen Komponenten in einem Produktionsrotor vergleichbar sind, wie z.B. Lagerpositionen, Verzahnungen und Flansche. Die Masse sollte bei einer Toleranz von ca. 10 % liegen, wobei die Massenträgheitsmomente von großer Bedeutung bei diesen Bauteilen sind.

Der flexible LP-Shaft soll die gleichen Hauptabmessungen wie das Produktionsbauteil (Länge, äußerer und innerer Durchmesser) besitzen. Durch sie sind das dynamische Verhalten, die Masse und das Massenträgheitsmoment automatisch erfüllt. Es sollten wieder die Verbindungen zu den Stubschaften und der Turbine mit dem Produktionsstandard vergleichbar sein. Weiterhin sollte eine Möglichkeit zur Anbringung von axial variierbaren Testunwuchten möglich sein.

Die dreistufige Vergleichsturbine kann durch eine Scheibe ohne Schaufeln und ohne Schwalbenschwanznuten simuliert werden, wobei die Anzahl der Scheiben nicht relevant ist, wenn die Masse, der Schwerpunkt, das Massenträgheitsmoment, sowie die erforderliche Lebensdauer (1.000 Zyklen bei Raumtemperatur) erfüllt werden. Die Genauigkeit von Masse

und Schwerpunkt sollten im Bereich von 5 % realisierbar sein, wobei das Massenträgheitsmoment bei 10 % liegen kann. An der Vorder- und Rückseite der Turbine soll die Anbringung von Unwuchten bis 40.000 gmm möglich sein. Die Dimensionen des Originalflansches und der Steifigkeit des Konus zwischen dem Flansch und der Scheibe sollten äquivalent zum Produktionsstandard sein. Dies ist wichtig, um ein vergleichbares dynamisches Verhalten des Testrotors und des Originalrotors zu erhalten. Alle Labyrinth und Dichtungen können vom rotordynamischen Gesichtspunkt aus vernachlässigt werden, wobei aber aus Gründen der Minimierung von Ölnebel doch Öldichtungen zu installieren sind. An der Turbine sind Vorrichtungen zur automatischen Aktivierung von Unwuchten zu implementieren. Am LP-Spool ist die Möglichkeit zur Einleitung des wirksamen Anteils eines gyroskopischen Momentes im Flugmanöver vorzusehen.

Eine Modalanalyse des zusammengebauten LP-Spools soll im frei-freien-Zustand eine Übereinstimmung der Eigenfrequenzen zum analytischen Modell und zum Vergleichstriebwerk zeigen.

2.1.2 Auswuchtversuche

Bei der Fertigung des LP-Shaftes wird das Werkstück durch einen Bohrvorgang von innen im Durchmesser erweitert. Bei dieser Bearbeitung kam es zu Schwingungen des Rotors, wodurch ein ungleichmäßiger Materialabtrag stattfand. Dabei wurde vermutlich in der Mitte des Rotors innen zuviel Material abgetragen, wodurch die geforderte Toleranz von 0,1 mm im Innendurchmesser insgesamt nur noch 0,3 mm beträgt. Aus diesem Grunde basiert das Auswuchten des LP-Spools schon auf einer besonders unausgewuchteten Grundkonfiguration, die somit das Potential der Auswuchtung für einen besonders schweren Fall ermöglicht. Die Auswuchtung findet durch RRD statt.

2.1.3 Rotordynamischer Prüfstand

Der Prüfstand soll in der Verantwortlichkeit der TU-Darmstadt beim Fachgebiet Mechatronik im Maschinenbau liegen. Dies betrifft die Konstruktion des Prüfstandes, den Aufbau, sowie die Auswertung der Messdaten in enger Zusammenarbeit mit RRD.

Alle rotierenden Bauteile, einschließlich der Kupplung, der Lager und der Dummy-Turbine, werden von RRD bereitgestellt. Die Prüfstandsbauteile außerhalb der Lager liegen in der Verantwortung des Fachgebiets und werden in Abstimmung mit RRD konstruiert. Der Prüfstand muss mit einem schweren, steifen und weich gelagerten Fundament, passend zur Dimension des Rotors, ausgerüstet sein. Es sollten die vertikalen und horizontalen Steifigkeiten der Lageranbindungen ähnlich zu den vorgesehenen Strukturen im Vergleichstriebwerk sein.

Die gyroskopischen Effekte während der maximalen Startbedingungen der anderen Rotoren des Triebwerks beim Abheben und Hochziehen des Flugzeugs, veranlassen eine Biegung des Gehäuses und haben somit eine Rückwirkung auf den LP-Spool. Um die Möglichkeit zu haben, das rotordynamische Verhalten während dieser speziellen Betriebsbedingungen untersuchen zu können, muss der Prüfstand mit geeigneten konstruktiven Vorrichtungen versehen werden.

Die Ölversorgung für die Lager und SFDs soll durch das Fachgebiet bereitgestellt werden. Die Ölpumpen sollen einen maximalen Druck von 10 bar ermöglichen. Im normalen Betrieb sollten 3 - 5 bar ausreichend sein. Die Öltemperatur sollte im Bereich von 40°C liegen, damit eine leichtere Handhabung gegenüber den realen Temperaturbedingungen ermöglicht wird. Dabei ist eine entsprechend niedrigere Viskositätsklasse des verwendeten Öls bei dieser Temperatur zu wählen, um bei 30 °C eine vergleichbare Viskosität wie das Triebwerksöl bei Betriebstemperatur aufzuweisen. Für eine Veränderung der Viskosität sollte eine Möglichkeit zur Aufheizung des Öls bis auf 60°C vorgesehen werden.

Die Ölzufuhr der SFDs sollte separat von den Lagern erfolgen, wobei der Öldruck und die Temperatur zu messen sind. Weiterhin soll die Möglichkeit zur Druckvariation sowie zum Deaktivieren der SFDs gegeben sein.

2.1.4 Messsystem

Während der rotordynamischen Versuchsläufe müssen verschiedenen Messdaten erfasst und gespeichert werden. Einige Daten müssen aus Sicherheitsgründen online kontrolliert werden und andere wiederum sind hilfreich für verschiedenartige Auswertungen nach der Beendigung der Läufe.

Die am wichtigsten zu messenden Parameter sind:

- Die Rotordrehzahl, die als Drehgeschwindigkeit die Referenz zu allen gemessenen Daten darstellt, wobei sich die dadurch bestimmbaren, drehzahlfrequenten, harmonischen Signale besonders zum Auswuchten eignen.
- Die Verschiebungen des Rotors relativ zum Fundament des Prüfstands in horizontaler und vertikaler Richtung. Die Sensorebenen sollten sich in der Mitte des LP-Shafts, an der Turbine und bei den hinteren Lagern befinden. Die Visualisierung der Rotororbits sollte möglich sein.
- Beschleunigungssensoren am vorderen und hinteren Lagergehäuse, um die radialen Schwingungen (horizontal und vertikal) zu messen.
- Einige Temperaturen sollten gemessen werden. Dazu gehören die Öltemperatur zu den Lagern und SFDs, die Öltemperatur im Öltank, die Temperaturen der äußeren Lager-ringe und die Gehäusetemperatur nahe den SFDs an jeweils zwei Positionen.
- Der Öldruck direkt vor den SFDs und der Lager. Dabei sollen zwei Ölpumpen Verwendung finden, wobei eine für die SFDs und die andere für die Lager bestimmt ist.

2.1.5 Rotordynamische Tests

- Sensitivitätsuntersuchungen des LP-Spools bei einer Kombination von verschiedenen Unwuchtintensitäten entlang des LP-Shafts und an der Turbine.
- Durchführung von Läufen mit großen Unwuchten, die zu einem deutlichen nichtlinearen Verhalten der SFDs führen.
- Durchführung eines Laufes mit ausgeschalteter Ölzufuhr für die SFDs.
- Mögliche Kontrolle des gyroskopischen Einflusses bei MTO (max. Drehzahl des LP-Spools) bei simulierter Gehäuse- und Rotorverbiegung aufgrund des gyroskopischen Momentes des Propellers beim Steigflug oder anderer Flugmanöver.

Die Versuche sollen aus einem langsamen Hochlauf und einem Abbremsen innerhalb von 3 bis 5 Minuten bestehen. Nach jedem Lauf sind die aufgenommenen Messdaten abzuspeichern.

2.1.6 Sicherheits- und Umweltsicherheitsanforderungen

Aufgrund der hohen Drehgeschwindigkeiten des Rotors, seiner Masse und der damit verbundenen kinetischen Energie sind die folgenden Sicherheitsmaßnahmen zu ergreifen:

- Die Turbine benötigt einen geeigneten Berstschutz. Dieser sollte am Fundament befestigt sein, aber noch für Montagemöglichkeiten genug Beweglichkeit besitzen. Ein zusätzlicher Schutz in axialer Wellenrichtung aufgrund von Sekundärschädigungen ist zu integrieren.
- Für den Fall des Zusammentreffens von Rotorresonanzen und einer unzureichenden Leitungsfähigkeit des SFDs können die Schwingungsamplituden in der Mitte des LP-Shafts bis zu einem unbestimmten Bereich ansteigen. Zur Vermeidung dieses Falls ist

zur Begrenzung der Schwingungsamplituden in der Mitte des LP-Shafts ein Fanglager zu installieren.

- Im Normalfall soll diese Situation durch ein Online-Monitoring der Schwingungen des LP-Spools während eines langsamen Beschleunigungslaufes vermieden werden. Zum schnelleren Eingreifen soll ein automatisches Sicherheitssystem zur Überwachung der Schwingungen installiert werden.
- Die Lager und SFDs müssen immer mit ausreichend Öl versorgt werden. Das aus den Lagern auf die Welle austretende Öl wird eine starke Ölnebelemission verursachen, die durch geeignete Dichtungssysteme zurückgehalten werden muss.
- Die Durchmesser der Ölrückflussleitungen müssen groß genug gewählt werden.

2.1.7 Analytische Unterstützung

Das gesamte Testprogramm sollte von einer rotordynamischen Analyse begleitet werden. Die Kenntnis der Schwingungsamplituden ist hilfreich für eine sichere Erhöhung der Belastungen und für die Beurteilung der Risiken spezieller Läufe. Weiterhin ist dies notwendig für das Verständnis einiger zu messender Phänomene und zur Festlegung der Unwuchthöhen und Verteilungen.

Die numerische Analyse soll eine Charakterisierung des Prüfstandes ermöglichen. Hierzu zählen die Eigenformen, Eigenfrequenzen und eine Vorhersage zum rotordynamischen Verhalten im Betrieb. Sie soll eine Abschätzung des Schwingungsverhaltens ergeben, um das Verhalten des Rotors im Betrieb besser einschätzen zu können.

2.2 Ziele

2.2.1 Auswuchtmethode

Die Einzelteile des LP-Spools sind jedes für sich durch den Hersteller in zwei Ebenen vorgewuchtet. Dies betrifft die Turbine, den LP-Shaft, den FSS, den RSS und die Kupplung. Der Rotor soll zuerst an zwei Ebenen ausgewuchtet werden (Turbine und LP-Shaft nahe Lager 1). Später ist eine optionale Wuchtebene in der Mitte des Rotors in seiner Wirksamkeit zu überprüfen. Diese Tätigkeiten werden ausschließlich durch Mitarbeiter von RRD durchgeführt.

2.2.2 Sensitivität gegenüber Unwuchtverteilungen

Zur Untersuchung der Sensitivität des LP-Spools für Unwuchtverteilungen auf dem LP-Shaft, werden entlang dem LP-Shaft Einheitsunwuchten mit zusätzlichen Wuchtringen gesetzt. Die Einheitsunwuchten werden unter dem gleichen Winkel und mit der gleichen Einheitsunwucht angebracht. Mit diesen Unwuchten wird ein Drehzahlhoch- und Runterlauf durchgeführt. Die Schwingungsantworten sollen an drei Wegsensorebenen und durch zwei triaxiale Beschleunigungssensoren der Gehäuse erfasst werden.

2.2.3 Versuche mit großen Unwuchten

Es sollen Versuche durchgeführt werden, bei denen die Schwingungen mit großen Unwuchten im Focus stehen. Diese Unwuchtkräfte sollen an der Turbine eingeleitet werden, was einen Defekt an der Turbine - z.B. durch einen Schaufeldefekt - simulieren soll. Das Verhalten ist von besonderem Interesse, da das Triebwerk bis zu einer bestimmten Unwuchtgröße weiter betriebsfähig sein muss. Die so entstehenden Schwingungen wirken sich über die Lager auf die anderen Rotoren aus, weshalb auch die Schwingungen der Lagergehäuse von Interesse sind. Zusätzlich besteht die Gefahr der Überwindung des Abstandes der Rotoren, was einem Anstreifen entspricht.

2.2.4 Variation der Quetschöldämpfer-Parameter

Die SFDs bewirken eine äußere Strukturdämpfung des Spools, die bei kleinen Rotorexzentritäten linearisiert betrachtet werden kann. Die Auslegung von SFD erfolgt meist auf der Grundlage von den Erfahrungen mit bestehenden SFD. Für eine erste Auslegung finden vereinfachte Berechnungsprogramme ihre Verwendung. Da das Verhalten der SFDs u.a. von der Drehzahl, der Exzentrizität, dem Öldruck, der Temperatur und somit auch von der Viskosität des Öls abhängt, sollen einige dieser Parameter hinsichtlich ihrer Auswirkung getestet werden.

2.2.5 Variation der Lagersteifigkeiten

Die Gehäuse der Lager sollen in ihrer Anbindungssteifigkeit zum Fundament hin variierbar sein, um eine eventuell notwendige Anpassung der Lagerungssteifigkeit für weitere rotordynamische Untersuchungen zu ermöglichen.

2.2.6 Einfluss des gyroskopischen Momentes beim Take Off

Das gyroskopische Moment des Propellers wirkt über das Triebwerksgehäuse auf die einzelnen Rotoren zurück. Die größte Auswirkung ergibt sich bei maximaler Drehzahl und maximaler Anstellung des Flugzeugs. Diese beiden Bedingungen treten beim Startvorgang des Flugzeugs mit max. Flugzeuganstellung auf. Das auf den LP-Spool wirkende Moment soll als statisches Moment am Prüfstand realisiert werden. Dieses statische Moment stellt eine superponierte Belastung zu den normalen Schwingungen dar.

2.2.7 Verhalten bei deaktivierten Quetschöldämpfern

Das Verhalten des Rotors mit ausgeschalteten SFDs soll durch Messläufe untersucht werden. Die dabei verwendbare Erregung in Form von Unwucht muss den sich ergebenden Schwingungsverhalten angepasst werden. Von besonderem Interesse sind dabei die sich ergebenden Auslenkungen und die sich verändernden Eigenfrequenzen.

2.2.8 Berechnungen

Die Berechnungen dienen der Voreinschätzung der zu erwartenden Ergebnisse der Messläufe. Sie sollen mit ihnen verglichen werden und mögliche Modellanpassungen auf dieser Basis erfolgen. Für die deaktivierten SFDs wird aufgrund des stark nichtlinearen Verhaltens keine Berechnung erfolgen.

3 Grundlagen

3.1 Rotordynamik

Die Kenntnis über das dynamische Verhalten eines Rotors ist hinsichtlich vieler Gesichtspunkte von Bedeutung (z.B. Auslegung, Auswuchten, Betrieb). Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Spools werden die linearen Differentialgleichungen des elastischen Läufers hergeleitet.

3.1.1 Der Lavalrotor

Der Lavalrotor ist das einfachste Modell für einen biegeelastischen Rotor. Eine Vielzahl der Eigenschaften eines kontinuierlichen Läufers ist dadurch darstellbar. Die Masse des Rotors m konzentriert sich dabei in der Mitte in einer starren Scheibe, wobei die Welle als masselos, rund und rein elastisch angenommen wird. Der Rotor befindet sich auf einer rein elastischen Lagerung. Bild 3.1 zeigt das mechanische Modell. Die folgenden Berechnungen beziehen sich auf den orthotrop-elastisch gelagerten Lavalrotor. An der Scheibe sei noch ein viskoses Dämpfungselement vorhanden, was stellvertretend für die äußere viskose Luftdämpfung steht, die auf den Rotor wirkt. Der äußere geschwindigkeitsproportionale Dämpfungsfaktor wird mit d_a bezeichnet.

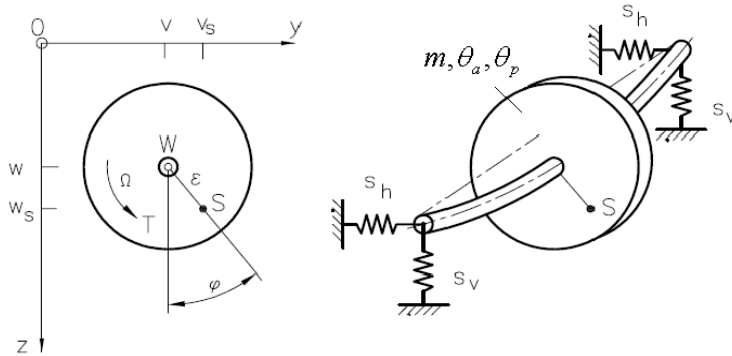


Bild 3.1: Geometrie des Lavalrotors [Gas02]

Die folgenden Berechnungen beziehen sich auf den orthotrop-elastisch gelagerten Lavalrotor. An der Scheibe sei noch ein viskoses Dämpfungselement vorhanden, was stellvertretend für die äußere viskose Luftdämpfung steht, die auf den Rotor wirkt. Der äußere geschwindigkeitsproportionale Dämpfungsfaktor wird mit d_a bezeichnet.

3.1.1.1 Bewegungsgleichungen

Es wird ein raumfestes, kartesisches Koordinatensystem verwendet, wobei die x-Achse in Wellenachsrichtung zeigt, während die beiden anderen Achsen in der Mittelebene der Scheibe liegen. Der Ursprung des Koordinatensystems befindet sich im Wellendurchstoßpunkt W des nicht ausgelenkten Rotors. Bei den Annahmen, dass die Welle dehn- und torsionsstarr ist, die Lager orthotrop sind und bei Vernachlässigung der Drehträgheit und Kreiselwirkung hat die Scheibe insgesamt 3 Freiheitsgrade. Diese sind die Drehung φ um die x-Achse (φ_x) und die Verschiebungen entlang der y- und z-Achse. Die Geometrie des Lavalrotors ist Bild 3.1 zu entnehmen. Die Schwerpunktskoordinaten $z_S = w_S$ und $y_S = v_S$ sind durch die Koordinaten des Wellendurchstoßpunktes $y_W = v$ und $z_W = w$ bestimmbar (3.1) und (3.2).

$$z_S = z_W + \varepsilon \cos \varphi_x \quad (3.1)$$

$$y_S = y_W + \varepsilon \sin \varphi_x \quad (3.2)$$

Der feste Abstand des Scheibenschwerpunktes S und Wellendurchstoßpunktes W wird als Exzentrizität ε bezeichnet. Das Produkt aus Exzentrizität und Scheibenmasse m ergibt die sogenannte Unwucht U (3.3).

$$U = m \varepsilon \quad (3.3)$$

Das Gleichgewicht zwischen den Rückstell- und Beschleunigungskräften wird durch den Schwerpunktsatz geliefert.

$$m \ddot{z}_S = -c_z z_W - d_a \dot{z}_W \quad (3.4)$$

$$m \ddot{y}_S = -c_y y_W - d_a \dot{y}_W \quad (3.5)$$

Die elastischen Rückstellkräfte c_z und c_y ergeben sich aus Federreihenschaltungen des elastischen Anteils der Welle s_W und den - i.a. orthotropen – Lagersteifigkeiten s_h und s_v .

$$c_z = s_W / (1 + s_W / 2s_v) \quad (3.6)$$

$$c_y = s_W / (1 + s_W / 2s_h) \quad (3.7)$$

Für den Schwerpunktsatz ergeben sich - nach Eliminierung der Schwerpunktskoordinaten zu Gunsten der direkt messbaren Wellendurchstoßpunktskoordinaten - die Bewegungsgleichungen zu:

$$m \ddot{z}_W + d_a \dot{z}_W + c_z z_W = \varepsilon \dot{\varphi}_x^2 m \cos(\varphi_x) + \varepsilon \ddot{\varphi}_x m \sin(\varphi_x) \quad (3.8)$$

$$m \ddot{y}_W + d_a \dot{y}_W + c_y y_W = \varepsilon \dot{\varphi}_x^2 m \sin(\varphi_x) - \varepsilon \ddot{\varphi}_x m \cos(\varphi_x) \quad (3.9)$$

Die Gleichungen (3.8) und (3.9) stellen zwei ungekoppelte lineare Differentialgleichungen 2. Ordnung dar, wobei die rechten Seiten die Fliehkraftanteile in den jeweiligen Koordinatenrichtungen beinhalten. Diese Fliehkraftanteile stellen eine Anregung durch Rotorexzentrizität oder Unwucht dar.

Für die rotatorische Bewegungsgleichung ergibt sich durch Anwendung des Drallsatzes auf die in S senkrecht auf der Scheibe stehende Achse:

$$\Theta_p \ddot{\varphi}_x = T + \varepsilon (y_W c_y \cos \varphi_x - z_W c_z \sin \varphi_x) \quad (3.10)$$

Die rechte Seite von Gleichung (3.10) setzt sich zusammen aus dem äußeren Drehmoment T , welches sich aus dem aus der Scheibe angreifenden Antriebsmoment abzüglich aller Gegenmomente ergibt. Die Gegenmomente können durch Lastmomente des Rotors, der Luftreibung (z.B. Strömungskräften), von mechanischen Reibungen, etc. hervorgerufen werden. Die rechts von T stehende Komponente stellt das Moment der in W angreifenden elastischen Rückstellkraft um die Schwerpunktsachse dar und ist proportional zur Exzentrizität ε .

Bei Betrachtung des stationären Betriebs ($T=0$, Gleichheit von Antriebs- und Gegenmomenten) und Einführung des Trägheitsradius k mit

$$\Theta_p = m k^2, \quad (3.11)$$

und mit den Abkürzungen für die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz $\omega_{0,i}$

$$\omega_{0,i} = \sqrt{\frac{c_i}{m}} \quad (3.12)$$

ergibt sich die Gleichung (3.10) zu

$$\ddot{\varphi}_x = \frac{\varepsilon}{k^2} (y_W \omega_{0,y}^2 \cos \varphi - z_W \omega_{0,z}^2 \sin \varphi). \quad (3.13)$$

Da die Wellenauslenkungen z_W und y_W , sowie die Exzentrizität ε sehr viel kleiner als der Scheibenträgheitsradius k sind, ergibt sich die rechte Seite in der Gleichung (3.13) Näherungsweise zu Null, wodurch die Momentengleichung entfällt. Der stationäre Betrieb ist somit identisch mit dem stationären Drehzustand:

$$\ddot{\varphi}_x = 0; \quad \dot{\varphi}_x = \Omega; \quad \varphi_x = \beta + \Omega t, \quad (3.14)$$

Dabei ist β eine Integrationskonstante, die durch geeignete Zeitwahl zu Null gesetzt werden kann und Ω die Winkelgeschwindigkeit des Rotors (Erregerfrequenz), die der Drehzahl proportional ist.

Die Gleichungen (3.8) und (3.9) ergeben sich dadurch zu

$$\ddot{z}_W + \frac{d_a}{m} \dot{z}_W + \omega_{0,z} z_W = \varepsilon \Omega^2 \cos(\varphi_x) \quad (3.15)$$

$$\ddot{y}_W + \frac{d_a}{m} \dot{y}_W + \omega_{0,y} y_W = \varepsilon \Omega^2 \sin(\varphi_x) \quad (3.16)$$

Die Rotorschwingungen kann man sich dabei als die Überlagerung zweier Biegeschwingungen in z- und y-Richtung vorstellen, die durch die sich mit der Drehbewegung der Welle mitbewegende Unwucht erregt werden. Die Erregung durch Unwucht ist somit drehfrequent.

Die vollständige Lösung der Bewegungsdifferentialgleichungen $z_W(t)$, $y_W(t)$ setzt sich aus der homogenen $z_{W,h}(t)$, $y_{W,h}(t)$ und der partikulären Lösung $z_{W,p}(t)$, $y_{W,p}(t)$ zusammen.

$$z_W(t) = z_{W,h}(t) + z_{W,p}(t) \quad (3.17)$$

$$y_W(t) = y_{W,h}(t) + y_{W,p}(t) \quad (3.18)$$

Die homogene Lösung entspricht den freien Schwingungen und mit einem $e^{\lambda t}$ -Ansatz für z_W und y_W folgt:

$$z_{W,h}(t) = e^{-\delta_a t} [A_z \cos(\omega_{0,z} \sqrt{1 - D_{a,z}^2} t) + B_z \sin(\omega_{0,z} \sqrt{1 - D_{a,z}^2} t)] \quad (3.19)$$

$$y_{W,h}(t) = e^{-\delta_a t} [A_y \cos(\omega_{0,y} \sqrt{1 - D_{a,y}^2} t) + B_y \sin(\omega_{0,y} \sqrt{1 - D_{a,y}^2} t)] \quad (3.20)$$

mit den dazu gehörigen Abkürzungen

$$\text{Äußerer Abklingfaktor:} \quad \delta_a = \frac{d_a}{2m} \quad (3.21)$$

$$\text{Äußerer Dämpfungsgrad:} \quad D_{a,i} = \frac{\delta_a}{\omega_{0,i}} = \frac{d_a}{2m\omega_{0,i}} \quad (3.22)$$

$$\text{Gedämpfte Eigenkreisfrequenz:} \quad \omega_i = \omega_{0,i} \sqrt{1 - (\delta_a / \omega_{0,i})^2} = \omega_{0,i} \sqrt{1 - D_{a,i}^2} \quad (3.23)$$

Die Integrationskonstanten A_i und B_i ergeben sich dabei aus den Anfangsbedingungen. Die freien Schwingungen werden im normalen Betrieb kaum angeregt und klingen infolge der

Dämpfung ab. Die Funktion $e^{-\delta t}$ hüllt dabei die harmonischen Schwingungen beim Abklingen ein.

Für den stationären Drehzustand ergeben sich die inhomogenen Lösungen für die Gleichungen (3.15) und (3.16) mit einem Ansatz nach Art der Rechten Seite und der dimensionslosen bezogenen Erregerfrequenz η

$$\eta_i = \Omega / \omega_{0,i} \quad (3.24)$$

zu

$$z_{w,p}(t) = \varepsilon \eta_z^2 \frac{(1 - \eta_z^2) \cos(\beta + \Omega t) + 2D_{a,z} \eta_z \sin(\beta + \Omega t)}{(1 - \eta_z^2)^2 + (2D_{a,z} \eta_z)^2} \quad (3.25)$$

$$y_{w,p}(t) = \varepsilon \eta_y^2 \frac{(1 - \eta_y^2) \sin(\beta + \Omega t) - 2D_{a,y} \eta_y \cos(\beta + \Omega t)}{(1 - \eta_y^2)^2 + (2D_{a,y} \eta_y)^2} \quad (3.26)$$

Die zugehörige partikuläre Lösung ohne Dämpfung ergibt sich somit zu:

$$z_{w,p}(t) = \varepsilon \frac{\eta_z^2}{1 - \eta_z^2} \cos(\beta + \Omega t) = \hat{z}_w \cos(\beta + \Omega t) \quad (3.27)$$

$$y_{w,p}(t) = \varepsilon \frac{\eta_y^2}{1 - \eta_y^2} \sin(\beta + \Omega t) = \hat{y}_w \sin(\beta + \Omega t) \quad (3.28)$$

Nachfolgend werden durch Unwucht verursachte Rotorbewegungen untersucht, wobei angenommen wird, dass die freien Schwingungen mit der Zeit durch Dämpfung abgeklungen sind. Aus diesem Grunde erfolgt nur noch die Betrachtung der partikulären Lösung.

Die partikuläre Lösung bei orthotroper Lagerung mit äußerer Dämpfung kann man zur komplexen Größe r_w zusammenfassen, wodurch eine bessere Visualisierung möglich wird.

$$r_w(t) = z_w(t) + j y_w(t) \quad (3.29)$$

Dabei kann r_w als komplexer Vektor interpretiert werden, wobei die y-Achse als imaginäre Achse und die z-Achse als reelle Achse angenommen wird.

Dabei ergeben sich in Gleichung (3.30), aus Gleichung (3.29) mit (3.27) und (3.28) unter Verwendung der Euler Formeln, zwei in Klammern stehende Terme, die durch die zugehörigen e-Funktionen Kreise mit gegensätzlichem Drehsinn darstellen. Die Anteile der oberen eckigen Klammer beinhalten die Gleichlaufanteile und die untere eckige Klammer enthält die Gegenlaufanteile. Der Gleichlaufanteil bewegt sich im Drehsinn des Rotors und der Gegenlaufanteil dazu entgegengesetzt.

$$r_w(t) = \frac{1}{2} \left[\frac{\eta_z^2}{1 - \eta_z^2 + j2D_{a,z}\eta_z} + \frac{\eta_y^2}{1 - \eta_y^2 + j2D_{a,y}\eta_y} \right] \varepsilon e^{j\beta} e^{j\Omega t} + \frac{1}{2} \left[\frac{\eta_z^2}{1 - \eta_z^2 - j2D_{a,z}\eta_z} - \frac{\eta_y^2}{1 - \eta_y^2 - j2D_{a,y}\eta_y} \right] \varepsilon e^{-j\beta} e^{-j\Omega t} \quad (3.30)$$

Ohne Dämpfung ergibt sich Gleichung (3.30) zu

$$r_w(t) = \frac{1}{2} \left[\frac{\eta_z^2}{1-\eta_z^2} + \frac{\eta_y^2}{1-\eta_y^2} \right] \varepsilon e^{j\beta} e^{j\Omega t} + \frac{1}{2} \left[\frac{\eta_z^2}{1-\eta_z^2} - \frac{\eta_y^2}{1-\eta_y^2} \right] \varepsilon e^{-j\beta} e^{-j\Omega t} \quad (3.31)$$

und mit Abkürzungen und $\beta = 0$ gewählt zu

$$r_w(t) = \hat{r}_+ e^{j\Omega t} + \hat{r}_- e^{-j\Omega t} \quad (3.32)$$

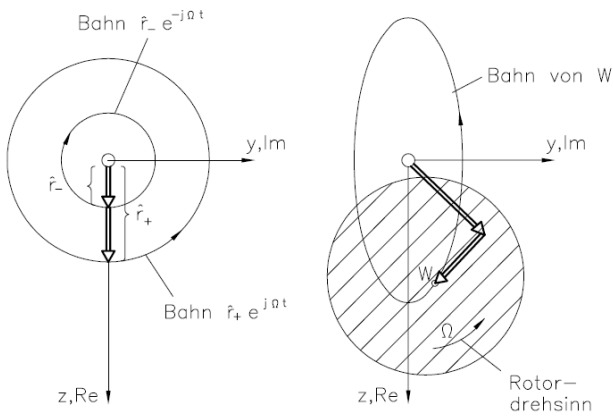


Bild 3.2: Gleich- und gegensinnige Kreisbewegungen (links) überlagern sich zu einer Ellipse (rechts) [Gas02] abhängig.

Das Verhalten ohne Dämpfung ist im Bild 3.2 dargestellt, wobei die Gleichung (3.32) Verwendung findet und zur Vereinfachung die Integrationskonstante β zu Null gesetzt wurde. Das erste Glied steht dabei für einen Kreis mit dem Radius $|\hat{r}_+|$, der im Rotordrehrichtung durchlaufen wird. Das zweite Glied steht ebenfalls für einen Kreis, aber mit dem Radius $|\hat{r}_-|$, der im gegensätzlichen Drehsinn zum Rotordrehrichtung durchlaufen wird. Durch die Überlagerung zweier entgegengesetzt drehender Kreise mit gleichem Ursprung entsteht als resultierende eine Ellipse. Der Durchlaufsin der Ellipse ist dabei von dem Verhältnis der beiden Radien

$$\frac{|\hat{r}_+|}{|\hat{r}_-|} > 1, \text{ Ellipsenbahn mit Gleichlauf zum Rotordrehrichtung} \quad (3.33)$$

$$\frac{|\hat{r}_+|}{|\hat{r}_-|} < 1, \text{ Ellipsenbahn mit Gegenlauf zum Rotordrehrichtung} \quad (3.34)$$

$$\frac{|\hat{r}_+|}{|\hat{r}_-|} = 1, \text{ Ellipse degeneriert zu oszillierender Geradenlinienbewegung} \quad (3.35)$$

Wenn Isotropie vorliegt, d.h. $\eta_y = \eta_z$ ist, dann existiert nur noch der Gleichlaufanteil, was in der Gleichung (3.31) zu erkennen ist. In diesem Idealfall wäre die Ellipse ein Kreis.

Im Sonderfall der isotropen Lagerung mit äußerer Dämpfung und $\beta=0$ ergibt sich die Lösung zu

$$r_w(t) = \varepsilon \frac{\eta^2}{1-\eta^2 + j2D_a\eta^2} e^{j\Omega t} \quad (3.36)$$

Isotrop und ohne Dämpfung ergibt sich Gleichung (3.36) zu

$$r_w(t) = \varepsilon \frac{\eta^2}{1-\eta^2} e^{j\Omega t} \quad (3.37)$$

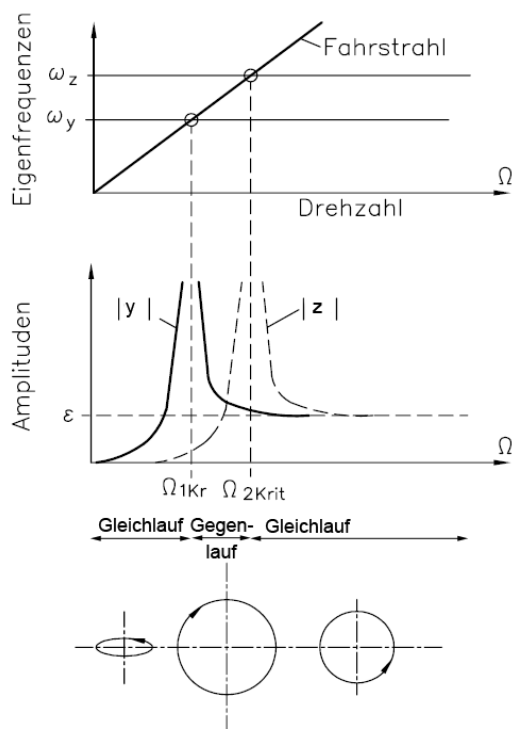


Bild 3.3: orthotrop elastisch gelagerter Lavalrotor
[Gas02]

In Bild 3.3 wird das Verhalten eines orthotrop elastisch gelagerten Rotors ohne Dämpfung mit 2 Eigenfrequenzen dargestellt, wobei das Verhältnis der Eigenfrequenzen willkürlich gewählt wurde. Als Grundlage dient dabei die Gleichung (3.32). Zwischen der y- und z-Komponente der Eigenfrequenzen überwiegt der Gegenlaufanteil, d.h. $|\hat{r}_-| > |\hat{r}_+|$. Unterhalb von ω_y und oberhalb von ω_z überwiegt der Gleichlaufanteil, d.h. $|\hat{r}_+| > |\hat{r}_-|$. In den Resonanzen (nicht dargestellt) findet eine Degenerierung der Ellipsen zu Geraden statt (Gleichung (3.35)). Bei einer Rotordrehzahl Ω weit oberhalb von ω_z wird wieder ein kreisförmiger Orbit erreicht, wobei die Amplitude der Exzentrizität entspricht. Dies ist in Gleichung (3.31) mit Gleichung (3.24) zu erkennen.

Bis zu einem $\eta = 1/\sqrt{2}$ ist in Gleichung (3.37) die Auslenkung des Rotors maximal so groß wie seine Exzentrizität. In diesem Bereich bezeichnet man einen Rotor als starr. Über diesen Wert hinaus sind die Auslenkungen größer als die Exzentrizität und somit nicht mehr vernach-

lässigbar. Der Rotor wird dann als elastisch bezeichnet.

Aus Gleichung (3.37) folgt für die Amplituden eines isotrop gelagerten Lavalrotors ohne Dämpfung:

- In Resonanz bei $\eta = 1$ wird die Amplitude von r_W unendlich groß (sogenannte kritische Drehzahl $\Omega_{krit} = \omega$),
- für $\eta \rightarrow \infty$ läuft die Welle ausgebogen mit der Amplitude ε um, d.h. der Schwerpunkt befindet sich auf der Verbindungslinie der Lagerachsen,
- für $\eta = 0$ ist die Welle gerade,
- für $\eta < 1$ liegt der Schwerpunkt außerhalb der Kreisbahn des Wellendurchstoßpunktes,
- für $\eta > 1$ liegt der Schwerpunkt innerhalb der Kreisbahn des Wellendurchstoßpunktes.

3.1.1.2 Kreiselwirkung

Die im Kapitel 3.1.1 angeführten Überlegungen gelten im Prinzip nur für einen Lavalrotor, dessen Scheibe sich nie schräg stellt und dessen Masse in einem Massepunkt konzentriert ist. In diesem Fall wären die auf die Welle wirkenden Biegemomente vernachlässigbar. Dies gilt z.B. nicht mehr bei einem außermittigen Sitz der Scheibe auf der Welle, bei einem zu großem Massenträgheitsmoment der Scheibe oder bei einer schräg auf dem Rotor befestigten Scheibe. Wird beim Lavalrotor die Scheibe außermittig zwischen den Lagern angeordnet oder besitzt der Rotor eine unsymmetrische Steifigkeitsverteilung bzgl. der Lager, dann erfolgt eine Neigung der Scheibe aus der orthogonalen Ebene zur Rotationsachse. In diesem Fall muss die Drehträgheit um die radialen Achsen und das Kreiselmoment berücksichtigt werden.

Die folgende Beschreibung der Herleitung der Bewegungsdifferentialgleichung des Lavalrotors mit Kreiselwirkung beruht auf [Gas02] und wird hier nur skizziert. Durch eine Hauptachsentransformation in den Schwerpunkt der Scheibe erfolgt eine vereinfachte Berechnung des Dralls an der Scheibe. Anschließend werden die Komponenten auf das raumfeste Koordinatensystem projiziert und unter der Annahme von kleinen Verdrehungswinkeln zwischen den Systemen neu formuliert. Weiterhin wird wie schon vorher $\Omega = \text{konst.}$ angenommen, um die Drehimpulsänderung in x-Richtung zu vernachlässigen. Die Taumelbewegungen der Scheibe entsprechen dabei φ_{ys} und φ_{zs} . Die Momente ergeben sich somit zu:

$$T_y = \Theta_a \ddot{\varphi}_{ys} - \Omega \Theta_p \dot{\varphi}_{zs} \quad (3.38)$$

$$T_z = \Theta_a \ddot{\varphi}_{zs} + \Omega \Theta_p \dot{\varphi}_{ys} \quad (3.39)$$

Die jeweils ersten Terme auf der rechten Seite in Gleichung (3.38) und (3.39) sind die Momente infolge der Drehträgeit der Scheibe, wenn die Scheibe gegen eine Schrägstellung wirkt. Diese Terme sind drehzahlunabhängig und existieren somit auch beim Stillstand des Rotors. Im Gegensatz dazu verschwinden die zweiten Terme beim Stillstand des Rotors und geben den sogenannten Kreiseinfluss wieder. Unter Berücksichtigung der äußeren Kräfte und Momente, sowie der auf die Welle wirkenden Reaktionskräfte und -momente ergeben sich die folgenden Differentialgleichungen bei isotroper Lagerung:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{z}_s \\ \ddot{\varphi}_{ys} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\Omega \Theta_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \dot{\varphi}_{ys} \end{bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y}_s \\ \ddot{\varphi}_{zs} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & +\Omega \Theta_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y}_s \\ \dot{\varphi}_{zs} \end{bmatrix} = \underline{0} \quad (3.40) \\ & \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{12} & c_{22} \\ & c_{11} & -c_{12} \\ & -c_{12} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_w \\ \varphi_{y,w} \\ y_w \\ \varphi_{y,w} \end{bmatrix} = \underline{0} \end{aligned}$$

Mit der komplexen Zusammenfassung ergibt sich

$$\begin{aligned} r_s &= z_s + j y_s \quad \text{bzw.} \quad r_w = z_w + j y_w \\ \varphi_s &= \varphi_{zs} + j \varphi_{ys} \quad \text{bzw.} \quad \varphi_w = \varphi_{z,w} + j \varphi_{y,w} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Da der Scheibenschwerpunkt S und der Wellendurchstoßpunkt W durch die Scheibenexzentrizität nicht zusammenfallen, können bei einer gleichförmigen Drehung des Rotors die Wellenausbiegung r_w und die Schwerpunktsauslenkung r_s in Beziehung gesetzt werden, Gleichung (3.42). Bei einem schrägen Sitz der Scheibe auf dem Rotor durch Fertigungstoleranzen oder Montagefehler muss zwischen den Winkeln des Rotors und der Scheibe eine Unterscheidung erfolgen. Mit den Winkel α für die Schrägstellung der Scheibe auf dem Rotor gilt dann die Beziehung in Gleichung (3.43).

$$r_s = r_w + \varepsilon e^{j(\Omega t + \beta)} \quad (3.42)$$

$$\varphi_s = \varphi_w + \alpha e^{j(\Omega t + \gamma)} \quad (3.43)$$

Die Bewegungsdifferentialgleichung des Lavalrotors bei isotroper Lagerung ohne Dämpfung mit Berücksichtigung der Drehträgheit und Kreiselwirkung der Scheibe bei konstanter Drehzahl ergibt sich somit zu:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{r}_W \\ \ddot{\phi}_W \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j \Theta_p \Omega \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{r}_W \\ \dot{\phi}_W \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} s_{11} & -j s_{12} \\ j s_{12} & s_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} r_W \\ \phi_W \end{Bmatrix} \\ = \Omega^2 \begin{Bmatrix} m \varepsilon e^{j\beta} \\ (\Theta_a - \Theta_p) \alpha e^{j\gamma} \end{Bmatrix} e^{j\Omega t} \end{aligned} \quad (3.44)$$

Die homogene Lösung von Gleichung (3.44) führt auf vier Eigenfrequenzen ω_v , wobei im-

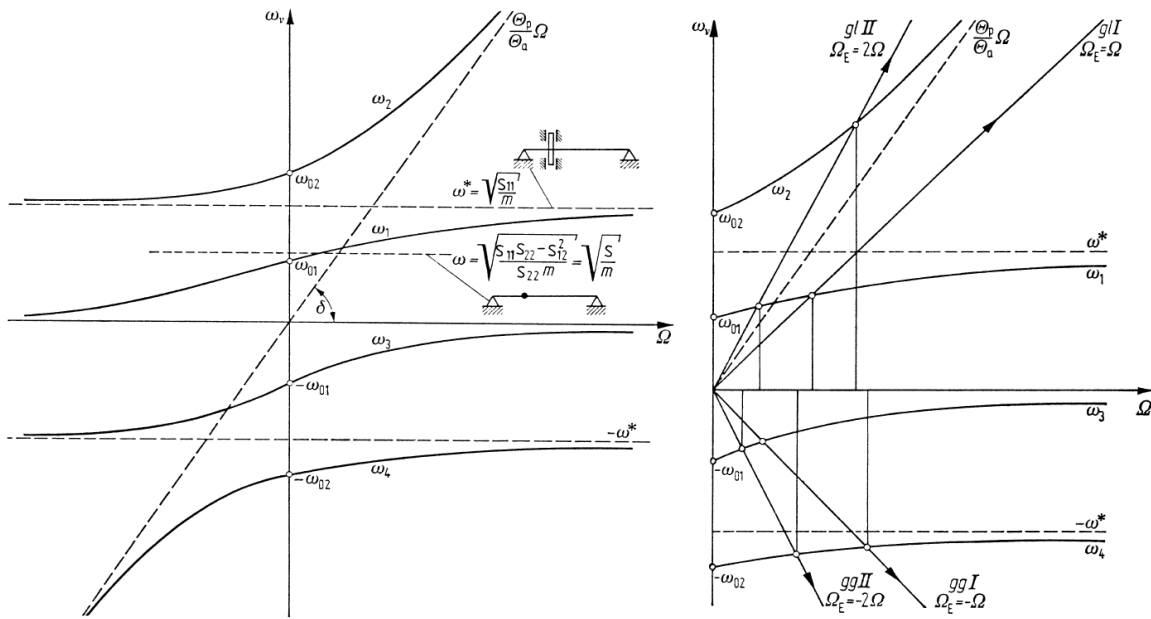


Bild 3.4: Links: Eigenfrequenzen ω_v ($v = 1, 2, 3, 4$) in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl. Rechts: Kritische Drehzahlen des Gleich- und Gegenlaufs bei Erregung 1. und 2. Ordnung; beide Fälle: $\Theta_p > \Theta_a$, [Gas02]

mer zwei positiv und zwei negativ sind, Bild 3.4 links. Die Eigenfrequenzen des Systems hängen dabei von den Systemparametern (m , Θ_a , Θ_p , c_{ik}) ab. Die Kurven verlaufen zentralsymmetrisch. Durch die Berücksichtigung der Drehträgheit liegt die 1. Eigenfrequenz im Stillstand niedriger als ohne deren Berücksichtigung. Je nach Art der Erregung gibt es bei der inhomogenen Lösung einen Gleichlauf- oder Gegenlaufanteil, dargestellt in Bild 3.4 rechts. In dem Bild werden noch die jeweiligen Erregungen der 2. Ordnung zusätzlich dargestellt. Für dieses Diagramm gibt es auch die Darstellung, in der der untere Quadrant zur besseren Übersichtlichkeit auf den oberen Quadranten gespiegelt wird, was später in dieser Arbeit zur Verwendung kommt. Durch die Kreiselwirkung sind die Drehzahlen des rotierenden Rotors drehzahlabhängig und die Bewegungen sind durch die zusätzlichen Terme in der Rotorebene gekoppelt, Gleichung (3.40). Die entsprechenden Verläufe kann man Bild 3.4 und [Gas02] entnehmen, wo die Thematik auch ausführlich behandelt wird.

3.2 Quetschöldämpfermodelle

Quetschöldämpfer (Squeeze Film Damper, SFD) werden zur externen Einbringung von Dämpfungskräften in schwingungsfähigen Systemen von rotierenden Hochleistungsmaschinen eingesetzt.

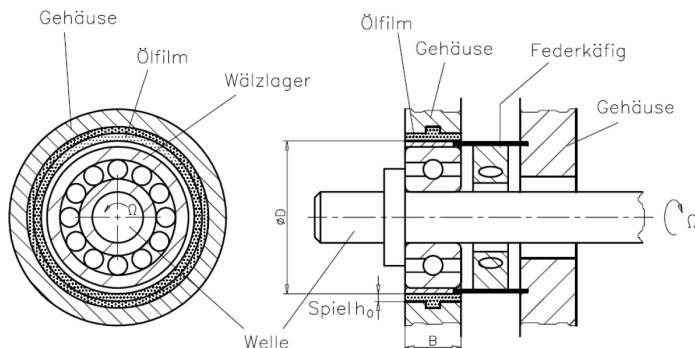


Bild 3.5: Schematischer Aufbau eines Quetschöldämpfers [Gas02]

Große Verbreitung besitzen sie im Flugtriebwerksbau, da die dort verwendeten Wälzlager einen sehr geringen Anteil an der Dämpfung des Gesamtsystems besitzen und die SFDs nur einen geringen Bauraum benötigen. Die SFDs dämpfen dabei die Rotor-amplituden und reduzieren die dynamischen Kräfte die auf das Triebwerksgehäuse wirken. Charakteristisch für die SFDs sind die typischen progressiven Dämpferkennlinien, d.h. mit zunehmender Exzentrizität des Wellenzapfens nimmt die Dämpfungskraft stark zu. In Bild 3.5 wird der prinzipielle Aufbau eines SFDs dargestellt. Dabei ist eine Welle in einem Wälzlager gelagert, wobei der Lageraußenring gegen eine Verdrehung gesichert ist, siehe Bild 1.7. Der Lageraußenring ist nicht fest eingepasst, sondern besitzt zwischen ihm und dem Gehäuse einen dünnen Spalt (h_0 ca. 2 ‰ des Wälzlageraußenringes), der mit Öl gefüllt ist. Damit kann sich der Lageraußenring nur translatorisch in dem Spalt bewegen. Der Spalt wird ständig über eine Düse mit Öl versorgt, um eine permanente Ölfüllung zu gewährleisten. Diese Konfiguration mit einem Ölspace, radial begrenzt durch einen verdrehgesicherten Lageraußenring und einem Gehäuse, wird als SFD bezeichnet. Der Außendurchmesser des Lageraußenringes gibt somit den Innendurchmesser und der Innendurchmesser des Gehäuses den Außendurchmesser des SFD an. Ein SFD kann auch axial an den Rändern gedichtet sein und eine Nut besitzen, in die von außen Öl eingespritzt wird. Die Verdrehesicherung des Lageraußenringes kann zusätzlich mit einer Art Federkäfig ausgestattet sein, um den SFD immer im Stillstand und bei niedrigen Drehzahlen in einer zentrierten Lage mit statischer Steifigkeit zu halten. Dies wird auch verwendet, um bei einem SFD-Ausfall eine definierte Lagerungssteifigkeit zu erhalten.

Der SFD hat von sich aus keine statische Tragfähigkeit und nur einen rein dynamischen Druckaufbau, aufgrund der Schwingungen zwischen Lagergehäuse und Lageraußenring. Durch die translatorische Bewegung des SFD-Innenrings, die meist auf Unwuchtkräfte des Rotors basiert, wird durch das verdrängte Öl am kleinsten Spalt ein Druckberg und am größten Spalt ein Druckminimum erzeugt. Bei der Betrachtung über die gesamte Oberfläche des SFD ergibt sich somit eine Dämpfung der Schwingbewegung des Rotors, wobei durch die innere Reibung des Öls Energie dissipiert wird. Dabei entstehenden vor allem in gedichteten SFDs Gebiete großer dynamischer Druckdifferenzen, die nicht durch den begrenzten Ölzufuhrdruck vermieden werden können. In diesen Gebieten entsteht im SFD-Spalt Kavitation, wodurch sich die Gesamtdämpfungswirkung reduziert.

Beim Prüfstand werden SFDs verwendet, die axial mit Kolbenringen gedichtet sind und über keine statische Steifigkeit (ohne Federkäfig) verfügen. Somit liegt der SFD im Stillstand aufgrund der Schwerkraft unten auf. Ab einer bestimmten Drehzahl (beim Prüfstand oberhalb von 2.000 min^{-1}) hebt der Lagerbolzen ab und wird durch die dynamischen Ölkräfte in eine zentralere Lage gehoben. Die Drehzahl variiert dabei leicht u.a. in Abhängigkeit von der erregenden Kraft (Unwucht) und dem Ölzufuhrdruck. Flugtriebwerke werden weit über der so ge-

nannten Aufschwimmgrenze¹ im selbstzentrierten Bereich betrieben. Die verwendeten axialen Dichtungen erhöhen das Druckniveau im Dämpfer, vergrößern somit die Dämpferkräfte und reduzieren das Kavitationsrisiko. Ebenfalls zur Reduzierung der Kavitation dient die Ölzufuhrnut, die zusätzlich einen homogenen Zufuhrdruck in den Spalt gewährleisten sollen. Beim Prüfstand befindet sie sich am Rand des Dämpferlandes. Das Öl wird schräg eingespritzt und durch eine Schleppströmung auf den ganzen Dämpferumfang verteilt. Nachteilig beim SFD ist das schwer vorhersagbare dynamische Verhalten und insbesondere dabei die Modellierung der Kavitation. Die Kavitation wird durch drei Effekte hervorgerufen. Durch die starke Beschleunigung des Öls kann der Dampfdruck unterschritten werden und es zur Bildung von Gasblasen kommen. Zusätzlich kann Luft über die Enddichtungen in den Dämpfer eingeogen werden, wodurch sich ein Öl-Luftgemisch mit unbekannten Materialparametern bildet. Weiterhin kann im Schmiermedium gelöstes Gas beim absinken des Absolutdruckes in Form von Gasblasen frei werden, wobei sich dabei Verunreinigungen im Öl, sogenannte Kavitationskeime, unterstützend auswirken.

Die rechnerische Abbildung der Enddichtungen ist nicht einfach, da hier sehr kleine Spalte

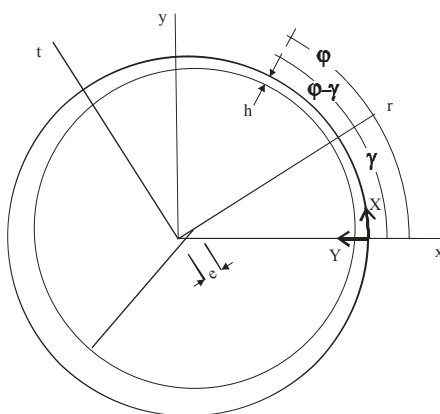


Bild 3.6: SFD-Koordinatensysteme

und hohe Drücke aufeinander treffen. Zu alledem kann es lokal, vor allem im Bereich der Ölzufuhrnut, zu turbulenten Strömungszonen kommen. Eine genaue Modellierung ist nur unter Verwendung eines leistungsfähigen CFD-Programmes möglich, was sich aber für eine rotordynamische Berechnung als viel zu aufwendig darstellt. Aus diesem Grunde wird in dieser Arbeit auf näherungsweise, analytische Modellierungsansätze zurückgegriffen, die in den nachfolgenden Kapiteln näher erläutert werden. Dabei werden die in Bild 3.6 dargestellten Bezeichnungen verwendet. Das r-u-Koordinatensystem ist fest mit dem Wellenzapfen verbunden und rotiert mit diesem mit. Die Verschiebung des Zapfens aus dem Lagergehäusezentrum wird durch die Exzentrizität e und dem Winkel γ beschrieben. Die Größe $h(\phi)$ ist die freie Spalthöhe.

SFDs sind von einer Vielzahl von Parametern in ihrem Verhalten beeinflussbar. Einige sind nachfolgend angeführt, wobei die Reihenfolge keine Gewichtung darstellt.

- axiale Dichtung
- Verteilung des Öls durch Größe und Ort der Ölzufuhrnut
- Ölzufuhrdruck
- Ölviskosität und damit auch von der Temperatur
- radialer Spalt
- Unwuchtgrad des Rotors
- rotordynamisches Verhalten der Rotor-Lager Anordnung
- Durchmesser der SFDs
- Dämpferbreite
- radialer Spalt
- Öltreinheit und der darin gelöste Gasanteil
- Ölzufuhrkonfiguration durch Anzahl und Größe von Ölzufuhrbohrungen
- Grad der Zentrierung des äußeren Lagerringes (Federkäfig oder nicht)
- Geometrische Genauigkeit der Spalt- und Rundheitstoleranzen
- Verformungen der Lagergehäuse während des Betriebs durch äußere Kräfte oder nicht symmetrische Temperaturverteilung

¹ Übliche Bezeichnung, ohne Beziehung zum eigentlichen physikalischen Aufschwimmen

3.2.1 Reynoldsgleichung

Die Reynoldsgleichung der Schmiertheorie stellt die Basis zur Bestimmung der Kraft-Weg-Gesetze der Quetschöldämpfer dar. Für diese Form der Reynoldsgleichung müssen die folgenden Bedingungen erfüllt sein:

- Das Fluid wird als inkompressibel angenommen und seine Viskosität ist konstant
- Die Trägheitskräfte in der Strömung sind vernachlässigbar klein.
- Es besteht nur eine sehr geringe Querschnittsänderung in Strömungsrichtung
- Die Strömung ist laminar
- Die Abmessungen in Strömungsrichtung sind erheblich größer als in Querrichtung, wodurch der Druck in radialer Richtung näherungsweise gleich bleibt

Die Transformation der Reynoldsgleichung in Polarkoordinaten ist für die Betrachtung der SFDs sehr hilfreich. Da der Druck über die Spalthöhe nach den Annahmen konstant ist, reicht es aus den Druck für einen beliebigen Radius R innerhalb des Spaltes zu verwenden. Somit ergibt sich

$$\partial x = R_s \partial \varphi. \quad (3.45)$$

Die Reynoldsgleichung in Polarkoordinaten für einen SFD mit (3.45) lautet

$$\frac{1}{R_s^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 12\eta \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (3.46)$$

Die Spaltfunktion des SFD ist dabei

$$h = h_0 - e \cos(\varphi - \gamma) \quad (3.47)$$

mit der Zeitableitung

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\dot{e} \cos(\varphi - \gamma) - \dot{\gamma} e \sin(\varphi - \gamma). \quad (3.48)$$

3.2.2 Unendlich kurzer Dämpfer

Beim kurzen Dämpfer erfolgt die Annahme, dass in axialer Richtung ein viel größerer Druckgradient als in Umfangsrichtung besteht. Die für SFDs angepasste Reynoldsgleichung (3.46) verringert sich dann für $\gamma = 0$ auf

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{6\eta}{h^3} [-2\dot{e} \cos(\varphi) - 2\dot{\gamma} e \sin(\varphi)]. \quad (3.49)$$

Mittels der Randbedingungen

$$p(z = \pm \frac{B}{2}) = p_{amb} = 0 \quad (3.50)$$

und

$$\frac{\partial p}{\partial z}(z = 0) = 0 \quad (3.51)$$

erfolgt eine geschlossene Integration von Gleichung (3.49). Nach zweimaliger Integration lautet die Druckfunktion für den kurzen Dämpfer

$$p(\varphi, z, t) = 3\eta \frac{2j\dot{e} \sin \varphi + 2\dot{e} \cos \varphi}{(h_0 - e \cos \varphi)^3} \left(\frac{B^2}{4} - z^2 \right) + p_{amb}. \quad (3.52)$$

Bei bekannter Spaltdruckfunktion, lassen sich die globalen Kräfte F_u und F_r durch die Integration der mit Öl benetzten Fläche bestimmen. Bei der Fläche erfolgen die Annahmen, dass das Öl den gesamten Lagerspalt ausfüllt (2π -Theorie) oder durch den Kavitationseinfluss nur die Hälfte des Spaltes über der Umfangsrichtung einnimmt (π -Theorie), wobei das Kavitationsgebiet keinen Beitrag zu den Dämpferkräften besitzt (Absolutdruck = 0). Die Integration in Umfangsrichtung erfolgt im ersten Fall von 0 bis 2π und im zweiten Fall von 0 bis π (ohne Kavitationsgebiet). Die π und 2π Theorien stellen nur Näherungen der Literatur zur vereinfachten Berechnung dar, da in der Praxis die Größe und der Ort des Kavitationsgebietes von der Kombination vieler Parametern abhängen, siehe oben, und im seltensten Fall diesen Raum wirklich einnehmen. Die Integration in axialer Richtung der SFDs erfolgt unabhängig von der Kavitation über die gesamte Dämpferbreite von $-B/2$ bis $+B/2$.

3.2.2.1 2π -Theorie, kavitationsfreier Fall

Durch die Integration in Umfangsrichtung ergibt sich

$$F_u = - \int_{-B/2}^{+B/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z, t) dz R \sin \varphi d\varphi = - \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right) e \dot{\gamma} \quad (3.53)$$

und in radialer Richtung

$$F_r = - \int_{-B/2}^{+B/2} \int_0^{2\pi} p(\varphi, z, t) dz R \cos \varphi d\varphi = - \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi(1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right) \dot{e}. \quad (3.54)$$

Aus (3.53) und (3.54) ergibt sich in Matrizendarstellung

$$\begin{pmatrix} F_r \\ F_u \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} d_{rr} & d_{ru} \\ d_{ur} & d_{uu} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{e} \\ e \dot{\gamma} \end{pmatrix} \quad (3.55)$$

mit den von der relativen Exzentrizität abhängigen nichtlinearen Dämpfungskoeffizienten

$$d_{uu} = - \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right), \quad (3.56)$$

und

$$d_{rr} = - \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi(1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right) \quad (3.57)$$

sowie

$$d_{ur} = d_{ru} = 0. \quad (3.58)$$

Für den Sonderfall der kreisförmigen Bahnbewegung des Wellenzapfens des Rotors mit dem Radius r , die wiederum mit der konstanten Rotordrehfrequenz Ω durchfahren wird, ergeben sich die Kräfte mit

$$r = e = \text{konst.}; \quad \dot{r} = \dot{e} = 0; \quad \gamma = \dot{\gamma} t = \Omega t; \quad \dot{\gamma} = \Omega = \text{konst.} \quad (3.59)$$

zu

$$F_u = -\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right) r \Omega \quad \text{und} \quad F_r = 0. \quad (3.60)$$

3.2.2.2 π -Theorie, kavitationsbehafteter Fall

Zur Bestimmung des Endes des Kavitationsgebietes wird die Druckfunktion zu Null gesetzt und über das Gebiet des positiven Druckes integriert. Dieses Vorgehen entspricht dem von Hummes und Holmes [Hum78]. Der Anfangswinkel φ_1 und der Endwinkel φ_2 des positiven Druckberges ergeben sich damit zu

$$\varphi_1 = \arctan \left(-\frac{\dot{e}}{\dot{\gamma} e} \right) \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \pi. \quad (3.61)$$

Die Auswertung der Dämpfungskoeffizienten ergeben sich damit zu

$$d_{uu} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\varepsilon \sin \zeta (1 - 2 \cos^2 \zeta + \varepsilon^2 \cos^2 \zeta)}{(1-\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2 \cos^2 \zeta)^2} + \delta \frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right), \quad (3.62)$$

$$d_{rr} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\varepsilon \sin \zeta (3 + (2 - 5\varepsilon^2) \cos^2 \zeta)}{(1-\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2 \cos^2 \zeta)^2} + \delta \frac{1 + 2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{5/2}} \right), \quad (3.63)$$

$$d_{ur} = d_{ru} = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{-2\varepsilon \cos^3 \zeta}{(1-\varepsilon^2 \cos^2 \zeta)^2} \right), \quad (3.64)$$

mit

$$\delta = \frac{\pi}{2} + \arctan \left[\frac{\varepsilon \sin \zeta}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right] \quad (3.65)$$

sowie $\lim \dot{e} \rightarrow 0$

$$\zeta = \varphi_1 - \pi. \quad (3.66)$$

Für den zuvor erwähnten Sonderfall der kreisförmigen Bahnbewegung treten wieder die Bedingungen aus Gleichung (3.59), sowie $\varphi_1 = 0$, $\varphi_2 = \pi$, $\zeta = -\pi$ und $\delta = \frac{\pi}{2}$ ein. Die globalen Kräfte ergeben sich dann zu

$$F_u = -\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{2(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right) r \Omega, \quad (3.67)$$

und

$$F_r = \frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)^2} \right) r \Omega. \quad (3.68)$$

Die Hauptdämpfungskomponente d_{uu} ist gegenüber dem kavitationsfreien SFD halb so groß, was einen Abfall der Dämpfung bewirkt. Durch die auftretende Kavitation entsteht ein Koppelterm, welcher Radialkräfte und Umfangsgeschwindigkeit verknüpft.

3.2.3 Unendlich breiter Dämpfer

Beim unendlich breiten Dämpfer wird davon ausgegangen, dass der Druckgradient in Umfangsrichtung erheblich größer ist als in axialer Richtung. Dies stellt eine gute Näherung bei sehr langen Dämpfern und auch bei geometrisch kurzen Dämpfern mit seitlichen Dichtungen dar. Damit ergibt sich

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = -12\eta h_0 (\dot{\gamma} \varepsilon \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi). \quad (3.69)$$

Das Auswerten der linken Seite führt zu

$$(1 - \varepsilon \cos \varphi)^3 \frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} + 3\varepsilon \sin \varphi (1 - \varepsilon \cos \varphi)^2 \frac{\partial p}{\partial \varphi} = -\frac{12\eta R^2}{h_0^2} (\varepsilon \dot{\gamma} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi). \quad (3.70)$$

Aus der Kontinuitätsforderung ergibt sich

$$p(0) = p(2\pi) \quad \text{und} \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi}(0) = \frac{\partial p}{\partial \varphi}(2\pi) \quad (3.71)$$

und mit dem Ansatz

$$p(\varphi) = \frac{\eta R^2}{h_0^2 (1 - \varepsilon \cos \varphi)^2} (A \sin \varphi + B \cos \varphi + C \sin(2\varphi) + D \cos(2\varphi)) \quad (3.72)$$

ist die Berechnung der Druckfunktion möglich. Durch Anpassung der Konstanten A, B, C, und D an die Randbedingungen aus den Gleichungen in (3.71) ergibt sich die Druckfunktion des langen Dämpfers zu

$$p(\varphi) = \frac{6\eta R^2}{h_0^2} \frac{4(\varepsilon \dot{\gamma} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi) - \varepsilon^2 \dot{\gamma} \sin(2\varphi) - \varepsilon \dot{\varepsilon} \cos(2\varphi)}{(1 - \varepsilon \cos \varphi)^2 (\varepsilon^2 + 2)} + p_0. \quad (3.73)$$

3.2.3.1 2π -Theorie

Die globalen Kräfte ergeben sich bei einer vollständigen Ölspaltsfüllung in Umfangsrichtung zu

$$F_u = - \int_0^{2\pi} \int_{-B/2}^{B/2} p(\varphi, x, t) dx R \sin \varphi d\varphi = - \frac{\eta B R^3}{h_0^3} \left(\frac{24\pi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}} \right) e \dot{\gamma} \quad (3.74)$$

und in radialer Richtung zu

$$F_r = - \int_0^{2\pi} \int_{-B/2}^{B/2} p(\varphi, x, t) dx R \cos \varphi d\varphi = - \frac{\eta B R^3}{h_0^3} \left(\frac{12\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right) \dot{\varepsilon}. \quad (3.75)$$

Die Kopplungsterme d_{ur} und d_{ru} werden wie beim kurzen Dämpfer zu Null. Bei der Annahme einer kreisförmigen Bewegung ergeben sich mit den aus Gleichung (3.59) bekannten Bedingungen die Kräfte zu

$$F_u = -\frac{\eta BR^3}{h_0^3} \left(\frac{24\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right) r \Omega \quad \text{und} \quad F_r = 0. \quad (3.76)$$

3.2.3.2 π -Theorie

Die Dämpfungskoeffizienten werden hier für den Fall des zentrierten Rotors, der eine Kreisbahn beschreibt, dargestellt. Für eine Filmausdehnung von π bis 2π ergeben sich dann nach der Integration der Druckfunktion die Koeffizienten zu

$$d_{uu} = -\frac{12\eta BR^3}{h_0^3} \frac{\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}, \quad (3.77)$$

$$d_{ru} = -\frac{12\eta BR^3}{h_0^3} \frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)(2+\varepsilon^2)}, \quad (3.78)$$

$$d_{rr} = -\frac{6\eta BR^3}{h_0^3} \frac{\pi}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}, \quad (3.79)$$

und

$$d_{ur} = -\frac{6\eta BR^3}{h_0^3} \frac{4\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)(2+\varepsilon^2)}. \quad (3.80)$$

Bei der Annahme einer kreisförmigen Bewegung ergeben sich mit den aus Gleichung (3.59) bekannten Bedingungen die Kräfte zu

$$F_u = -\frac{12\eta BR^3}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right) r \Omega \quad (3.81)$$

und

$$F_r = -\frac{12\eta BR^3}{h_0^3} \left(\frac{2\varepsilon}{(1-\varepsilon^2)(2+\varepsilon^2)^{1/2}} \right) r \Omega. \quad (3.82)$$

Im Programm NIROD sind die klassischen Modelle des unendlich kurzen und langen Quetschöldämpfers mit und ohne Berücksichtigung der Kavitation implementiert worden.

3.2.4 Darstellung ausgewählter Quetschöldämpfermodelle

Zur Berechnung von SFDs existiert eine Vielzahl von Modellen, die jeweils auf bestimmte Bereiche oder Parameter besser abgestimmt sind. Neben den zuvor genannten klassischen Modellen werden drei weitere ausgewählte Modelle vorgestellt. Das Modell nach A. El-Shafei [Els91] steht dabei stellvertretend für eine Modellart, worin eine umfangreiche Modellierung der Trägheitskräfte und nichtlinearer Kinematik erfolgt. Beim Modell von L. A. San Andres und J. M. Vance [San86] werden Trägheitskräfte in einem geringerem Umfang berücksichtigt als bei A. El-Shafei. Die Besonderheit in diesem Programm liegt in der umfangreichen Modellierung der SFD-Dichtungen, wofür der unendlich lange Dämpfer auf eine endliche Länge reduziert wird. Im Modell von M. Schwer [Sch86] werden ebenfalls Trägheits-

kräfte und SFD-Dichtungen berücksichtigt, wobei jedoch im Unterschied zu den beiden anderen Modellen der unendlich kurze Dämpfer auf endliche Länge korrigiert wird. Das Modell von M. Schwer wird vom Auftraggeber als bevorzugte Berechnungsgrundlage empfohlen und findet später in angepasster Form bei den Berechnungen Verwendung.

3.2.4.1 A. El-Shafei

Beim Modell nach A. El-Shafei [Els91] ergeben sich die Trägheitskräfte aus

$$F_i = \left[-\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T^*}{\partial \dot{\xi}} \right) + \frac{\partial T^*}{\partial \xi} \right] + \left[-\int_{cs} \frac{\partial t^*}{\partial \dot{\xi}} \vec{V} \cdot \vec{n} dS + \int_{cs} t^* \frac{\partial(\vec{V} \cdot \vec{n})}{\partial \dot{\xi}} dS \right]. \quad (3.83)$$

T^* steht dabei für die kinetische Energie im betrachteten Kontrollvolumen, t^* für die spezifische kinetische Energie pro Volumen, \vec{V} für den Geschwindigkeitsvektor und \vec{n} für den Normalenvektor des Kontrollvolumens. ξ steht für eine beliebige generalisierte Koordinate. Die zwei für einen SFD benötigten generalisierten Koordinaten sind die Exzentrizität e und der Lagerwinkel des Lagerzapfenmittelpunktes γ . Die Gleichung (3.83) setzt sich aus den aus der gewöhnlichen Lagrange-Funktion resultierenden Trägheitskräften (erste rechte Klammer) und dem Energietransport über die Kontrollvolumenoberfläche (zweite rechte Klammer) aus dem Reynoldsschen Transporttheorem zusammen. Die Trägheitskräfte eines SFD werden dabei durch die folgenden Anteile ausgedrückt:

$$F_{r,i} = \tilde{F}_{ri} + R_{ri} \quad (3.84)$$

und

$$F_{u,i} = \tilde{F}_{ui} + R_{ui}. \quad (3.85)$$

$F_{r,i}$ wird dabei als radiale Trägheitskraft und $F_{u,i}$ als Umfangsträgheitskraft bezeichnet. Die Lagrange-terme ergeben sich zu

$$\tilde{F}_{ri} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T^*}{\partial \dot{e}} \right) + \frac{\partial T^*}{\partial e} \quad (3.86)$$

und

$$\tilde{F}_{ui} = \frac{1}{e} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T^*}{\partial \dot{\gamma}} \right) + \frac{1}{e} \frac{\partial T^*}{\partial \gamma} \quad (3.87)$$

Die Energieflussterte sind

$$R_{ri} = -\int_{cs} \frac{\partial t^*}{\partial \dot{e}} \vec{V} \cdot \vec{n} dS + \int_{cs} t^* \frac{\partial(\vec{V} \cdot \vec{n})}{\partial \dot{e}} dS \quad (3.88)$$

und

$$R_{ui} = -\frac{1}{e} \int_{cs} \frac{\partial t^*}{\partial \dot{\phi}} \vec{V} \cdot \vec{n} dS + \frac{1}{e} \int_{cs} t^* \frac{\partial(\vec{V} \cdot \vec{n})}{\partial \dot{\phi}} dS. \quad (3.89)$$

Beim kurzen, kavitierten, trägheitsbehafteten Dämpfer ergibt sich nach Integration und Umformungen die kinetische Energie mit den Trägheitskoeffizienten m_{ij} zu

$$T^* = \frac{1}{2} m_{rr} \dot{e}^2 + \frac{1}{2} m_{uu} (e\dot{\phi})^2 + m_{ru} \dot{e} e \dot{\phi}. \quad (3.90)$$

Durch weitere Umformungen und Integralrechnungen ergeben sich

$$F_{r,i} = -M_{r,rad} \ddot{e} - M_{r,non} \frac{\dot{e}^2}{e} - M_{r,tan} e \ddot{\phi} - M_{r,cor} 2\dot{e}\dot{\phi} + M_{r,cen} e \dot{\phi}^2 \quad (3.91)$$

und

$$F_{u,i} = -M_{u,rad} \ddot{e} - M_{u,non} \frac{\dot{e}^2}{e} - M_{u,tan} e \ddot{\phi} - M_{u,cor} 2\dot{e}\dot{\phi} + M_{u,cen} e \dot{\phi}^2. \quad (3.92)$$

Die Trägheitskräfte sind somit abhängig von Termen der Radialbeschleunigung, der Tangentialbeschleunigung, der Coriolisbeschleunigung, der Zentripetalbeschleunigung und einem nichtlinearen Glied. Die Koeffizienten M_j stellen nichtlineare Funktionen der SFD-Exzentrizität dar und sind für den kurzen und langen Dämpfer in dimensionsloser Form im Anhang A.1 in Tabelle 0.1 dargestellt. Die Bestimmung der dimensionsbehafteten Koeffizienten für den kurzen Dämpfer erfolgt mit

$$M = \frac{\rho R L^3}{c} M^* \quad (3.93)$$

und für den langen Dämpfer mit

$$M = \frac{\rho R^3 L}{c} M^*. \quad (3.94)$$

Im Falle des kavitationsfreien Dämpfers vergrößern sich $M_{r,rad}^*$, $M_{r,non}^*$, $M_{r,cen}^*$, $M_{u,tan}^*$ und $M_{u,cor}^*$ jeweils um den Faktor zwei, während $M_{r,tan}^*$, $M_{r,cor}^*$, $M_{u,rad}^*$, $M_{u,non}^*$ und $M_{u,cen}^*$ zu Null werden. Die Summe der Viskosen- und Trägheitskräfte ergibt die gesamte Dämpferkraft.

$$\begin{bmatrix} F_{r,ges} \\ F_{u,ges} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{r,i} \\ F_{u,i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{r,v} \\ F_{u,v} \end{bmatrix}. \quad (3.95)$$

Die viskosen Kräfte $F_{r,v}$ und $F_{u,v}$ entsprechen dabei den Kräften der klassischen Dämpfermodelle aus den Kapiteln 3.2.2 und 3.2.3.

3.2.4.2 L.A. San Andres und J.M. Vance

Bei dem Modell nach L.A. San Andres und J.M. Vance [San86] ist der Ausgangspunkt der auf endliche Länge reduzierte unendlich lange Dämpfer. Für die Bestimmung des Druckes wird der folgende Ansatz gewählt.

$$p = p_0 + \text{Re } p_1 + O(\text{Re}^2) \quad (3.96)$$

p_0 ist dabei der Druck aus der rein viskosen Strömung und p_1 der aus den Trägheitskräften resultierende Druck. Durch weitere Umformungen und Abschätzungen erfolgt die Bestimmung der Dämpfungskräfte zu

$$F_{r,ges} = -C_{rt} v_t - D_{rr} a_r \quad (3.97)$$

und

$$F_{u,ges} = -C_{uu}v_u - D_{ur}a_r. \quad (3.98)$$

Bei der 2π -Theorie werden die Koppelterme C_{ru} und D_{ur} zu Null, wobei sich die Hauptkoeffizienten C_{uu} und D_{rr} verdoppeln. Die Koeffizienten nach der π -Theorie ergeben in dimensionsloser Form zu

$$C_{uu}^* = L_a \frac{12\pi}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)^{1/2}}, \quad (3.99)$$

$$C_{ru}^* = L_a \frac{12\varepsilon}{(2 + \varepsilon^2)(1 - \varepsilon^2)}, \quad (3.100)$$

$$D_{rr}^* = \text{Re} (A_r L_a + B_r L_b + C_r L_c), \quad (3.101)$$

und

$$D_{ur}^* = \text{Re} (A_u L_a + B_u L_b + C_u L_c). \quad (3.102)$$

Die zugehörigen Kraftkoeffizienten in Umfangs- und radialer Richtung sind dem Anhang A.2 zu entnehmen. Der Dichtungseinfluss wird durch die Terme

$$L_a = 1 - C_1 \frac{\sinh(s)}{s}, \quad (3.103)$$

$$L_b = 2L_a - 1 + \frac{C_1}{2} \left[\frac{\sinh(2s)}{2s} + 1 \right], \quad (3.104)$$

$$L_c = \lambda^2 \frac{C_1}{2} \left[\frac{\sinh(2s)}{2s} - 1 \right], \quad (3.105)$$

mit der Abkürzung

$$s = \lambda \frac{L}{D} \quad (3.106)$$

und der Enddichtungsfunktion

$$C_1 = \frac{CL}{(CL \cosh(s)) + (\sinh(s)/\lambda)}. \quad (3.107)$$

wiedergegeben. Der erste Eigenwert des Druckrandwertproblems λ muss aufgrund der unbekannten Lösung für den endlichen Dämpfer gut abgeschätzt werden, um eine sinnvolle Lösung zu erhalten. Für kleine nichtkonzentrische Bewegungen ergibt sich λ zu

$$\lambda = a(\lambda_s - \lambda_u)e^{L/D} + \lambda_u. \quad (3.108)$$

λ_u ist der Eigenwert für reine Querbewegungen und λ_s der Eigenwert für einen unendlich kurzen Dämpfer ($L/D \rightarrow 0$).

$$\lambda_u = \left(\frac{2(2 + \varepsilon^2)(1 + (1 - \varepsilon^2)^{1/2})}{(1 - \varepsilon^2)^{1/2}(4 + 4(1 - \varepsilon^2)^{1/2} - \varepsilon^2)} \right)^{1/2} \quad (3.109)$$

Für λ_s findet eine Abschätzung aus der analytischen Lösung statt, die in Tabelle 3.1 darge-

	a	λ_s^2
C_{ru}^*	$\sqrt{2}$	$\frac{(2 + \varepsilon^2)}{2(1 - \varepsilon^2)}$
C_{uu}^*	1	$\frac{(2 + \varepsilon^2)}{2(1 - \varepsilon^2)}$
D_{ru}^*	1	$\frac{(2 + \varepsilon^2)}{2}$
D_{uu}^*	1	$\frac{(2 + \varepsilon^2)}{2}$

Tabelle 3.1: Zusammenstellung der Bestimmungsformeln für den Eigenwert des Druckrandwertproblems des unendlich kurzen Dämpfers stellt wird. Die dimensionsbehafteten Größen werden bestimmt durch

$$C_{ij} = \frac{\mu L R^3}{c^3} C_{ij}^* \quad (3.110)$$

und

$$D_{ij} = \frac{\mu L R^3}{c^3 \varpi} D_{ij}^* . \quad (3.111)$$

3.2.4.3 M. Schwer

M. Schwer erstellt als Modell einen Dämpfer mit seitlichen Dichtungen und einer dazwischen befindlichen seitlichen Ringnut für die Ölversorgung. Dabei wird eine gleichmäßige Ölverteilung über die gesamte Dämpferbreite angenommen, wobei sich in der Zufuhrnut kein dynamischer Druck ausbildet. Dies entspricht ungefähr den am Prüfstand verwendeten SFDs. Der Dichtungseinfluss wird über die Durchflusskoeffizienten der Dichtung R_D und des Dichtspalts R_0 abgebildet. Durch die Reynoldsgleichung für den kurzen Dämpfer (3.49) ergibt sich dabei die Tragkraft des Dämpfers. Die sich daraus ergebenden viskosen Dämpfungsterme entsprechen denen des kurzen kavitationsfreien Dämpfers, wobei ein Korrekturfaktor multipliziert wird

$$K_{Dichtung} = 1 + \frac{3}{1 + R_0 / R_D} . \quad (3.112)$$

Durch das Einbeziehen von d_{uu} aus Gleichung (3.56)

$$d_{uu} = -\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \right), \quad (3.113)$$

und d_{rr} aus Gleichung (3.57)

$$d_{rr} = -\frac{\eta B^3 R}{h_0^3} \left(\frac{\pi(1 + 2\varepsilon^2)}{(1 - \varepsilon^2)^{5/2}} \right) \quad (3.114)$$

ergeben sich

$$D_{uu,Schwer} = d_{uu} K_{Dichtung} \quad (3.115)$$

und

$$D_{rr,Schwer} = d_{rr} K_{Dichtung} . \quad (3.116)$$

Die Koppelterme werden wie beim kurzen kavitationsfreien Dämpfer zu

$$D_{ru,Schwer} = D_{ur,Schwer} = 0 . \quad (3.117)$$

Die Bestimmung der Trägheitskoeffizienten erfolgt aus der Störungsrechnung einer linearisierten 2D-Navier-Stokes Gleichung, wobei sich nach der Integration der Druckfunktion die Parameter

$$M_{uu,Schwer} = \frac{\rho \pi B^3 R}{c} \frac{1}{5(1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2})} K_{Dichtung} \quad (3.118)$$

und

$$M_{rr,Schwer} = \frac{\rho \pi B^3 R}{c} \frac{1}{5(1 + \sqrt{1 - \varepsilon^2})\sqrt{1 - \varepsilon^2}} K_{Dichtung} = \frac{M_{uu,Schwer}}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (3.119)$$

ergeben. Für die radiale Dämpferkraft folgt

$$F_{r,Schwer} = -D_{rr} \dot{e} - M_{rr,Schwer} \ddot{e} \quad (3.120)$$

und in Umfangsrichtung

$$F_{u,Schwer} = -D_{uu} e \dot{\omega} - M_{uu,Schwer} e \ddot{\omega} . \quad (3.121)$$

Das Dämpfermodell nach Schwer unterscheidet sich hauptsächlich von dem kurzen unkavitierten Dämpfer durch die Berücksichtigung der Trägheitsterme. Eine weitere Abweichung besteht durch die Gewichtung der Nichtträgheitsterme mit $K_{Dichtung}$. Bei einem großen Durchflusswiderstand R_D nimmt der Faktor $K_{Dichtung}$ den Wert 4 an, was eine Vervierfachung der Dämpferkraft im Vergleich zum klassischen kurzen unkavitierten Dämpfer zur Folge hat.

3.3 Aktives Auswuchtsystem

Das aktive Auswuchtsystem ist eine Spezialanfertigung der Firma HOFMANN Mess- und Auswuchttechnik GmbH & Co. KG. Es wird am Prüfstand nicht zum üblichen automatischen Auswuchten verwendet, sondern zur Aufbringung, Veränderung und anschließender Neutralisation von großen Unwuchten auf der Turbine. Das System besteht aus zwei fest auf dem Rotor montierten Auswuchtringen und zwei an der Berstschutzfrontplatte montierten Statoren, sowie einer Mess- und Steuerelektronik (Regler), die sich in einem Gehäuse im Schaltschrank befindet. Die zu überwachende Schwingung wird durch jeweils einen Beschleunigungsaufnehmer erfasst, der normalerweise in der Nähe der Ebene montiert wird, wo sich der Auswuchtring befindet. Auswuchtring und Stator sind über einen radialen Luftspalt von 1,5 mm berührungslos getrennt.

Ein Auswuchtring besteht aus zwei Auswuchtrötoren mit einer gemeinsamen Unwuchtkapazität von 11.200 gmm. Die Auswuchtrötoren können unabhängig voneinander, gegenüber der sich drehenden Welle, positioniert werden. Die Fixierung ihrer Position erfolgt durch Permanentmagnete. Eine Positionsänderung ist nur möglich, wenn eine Ansteuerung durch den

Stator erfolgt. In dem Bild 3.7 links ist die sich ergebende Unwucht eines Auswuchtringes zu sehen, wenn die beiden Auswuchtroten aus der Position 0° und 180° jeweils um einen Schritt zueinander auf die Position 270° hin verdreht werden. Bei der Schrittzahl von 36 stehen beide Auswuchtroten bei 270° übereinander, so dass sich dort die maximale Unwucht von 11.200 gmm einstellt. Bei der Schrittzahl Null stehen sich beide Maxima gegenüber, so dass eine Unwuchtkompensation vorliegt.

Der Stator ist mit einer Spule bestückt, mit der durch kurze Stromimpulse Magnetfelder erzeugt werden. Durch die Induktion von Magnetfeldern über dem Luftspalt zwischen Auswuchtring und Stator wird die Energie zur Verstellung der Auswuchtringe übertragen. Das Antriebsprinzip entspricht dem von Linearmotoren. Die Positionen der beiden Auswuchtroten und die Position der Welle werden in dem Stator durch Hallsensoren mit integrierter Auswertungselektronik erfasst. Hierzu sind im Auswuchtring drei zusätzliche Magnete instal-

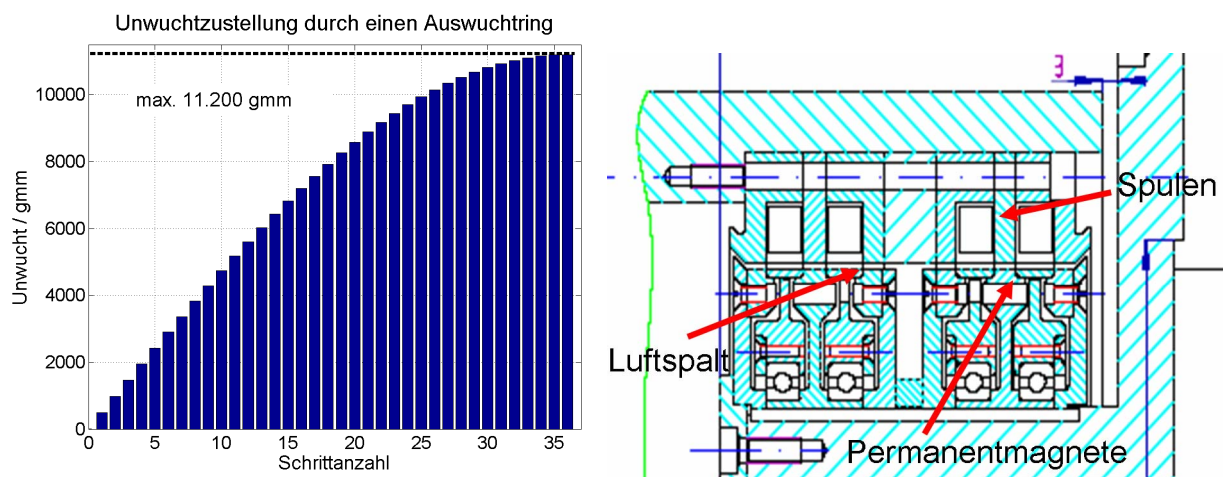


Bild 3.7: Resultierende Unwucht durch Zustellung und aktives Auswuchtsystem

liert, die über den Luftspalt einmal pro Umdrehung im jeweiligen Hallsensor eine elektrische Spannung von 5 V (TTL-Signal) erzeugen. Die verwendeten Auswuchtringe sind Prototypen, da sie bis zu einer Drehzahl von 11.000 min^{-1} mit einer maximalen Unwucht von 11.200 gmm verwendet werden können. Die Auswuchtringe sind bis zu einer Drehzahl von 8.000 min^{-1} verstellbar. Bei höheren Drehzahlen reicht das durch die Statorspule erzeugte Antriebsmoment nicht mehr aus, um das bestehende Rastmoment in den Auswuchtroten zu überwinden. Der Grund dafür liegt in den mit der Drehzahl quadratisch ansteigenden Fliehkräften, die zu einer erhöhten Lagerreibung führen. Wenn man sich in einem höheren Drehzahlbereich befindet, muss man den LP-Spool wieder unter 8.000 min^{-1} abbremsen, um eine Verstellung zur Unwuchtänderung vorzunehmen. Leider treten aufgrund der Fliehkräfte ab 8.000 min^{-1} dauerhafte plastische Verformungen (Verfestigungen) in den Auswuchtringen auf. Aufgrund dieser bleibenden Verformungen werden die sich mit der Zeit einstellenden Reibungskräfte immer größer, und könnten die eigentlichen Stellkräfte übersteigen, wodurch die Verfahrbarkeit der Auswuchtroten stark beeinträchtigt wird. Danach wird eine sichere Positionierung nicht mehr möglich sein. Aus diesem Grunde dürfen zwischen $8.000 - 10.000 \text{ min}^{-1}$ nur 1.000 Lastzyklen und zwischen $10.000 - 11.000 \text{ min}^{-1}$ nur noch 100 Lastzyklen gefahren werden. Die durchgeführten Lastzyklen müssen dokumentiert werden.

Die verwendeten Auswuchtsysteme besitzen eine Unterteilung in 144 Schritten bei einer vollen Umdrehung, einen Stromimpuls von ca. 5,5 A mit einer Pulsbreite von 13 ms und eine Pulsverzögerung von 150 ms. Aus diesen Daten ergibt sich, dass ein Auswuchtring für eine Verstellung um 180° eine Zeit von ca. 12 s benötigt. Da es pro Auswuchtring immer zwei Auswuchttrotoren gibt, beträgt die Zeit 24 s, in der beide eine 180° Drehung erreichen. Die jeweilige Relativposition der Unwuchten der Ringe erzeugt einen resultierenden Unwucht-

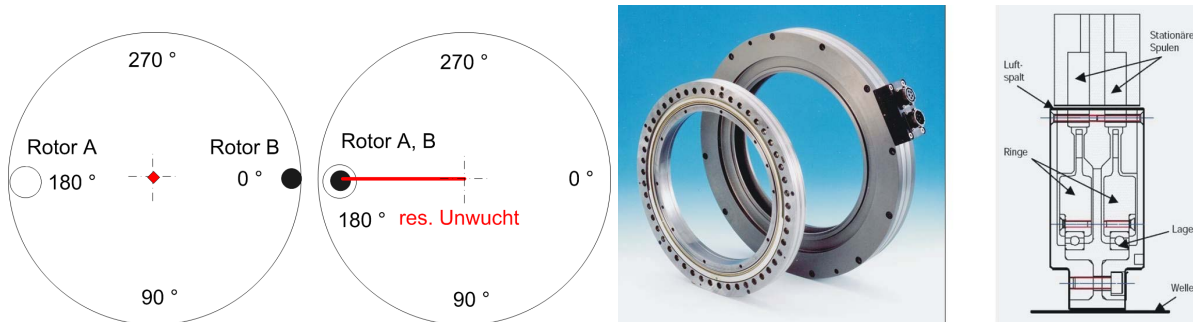


Bild 3.8: Resultierende Unwucht eines Auswuchtrings und Aktoraufbau

vektor. Bei einer gegenüberliegenden Positionierung der Unwuchten beider Auswuchttrotoren neutralisieren sich die Unwuchten. Sind beide Unwuchten in der gleichen Winkelposition ausgerichtet, so ergibt sich die maximale Unwuchtkapazität. Die resultierende Unwucht der Auswuchttrotoren kann zwischen diesen beiden Positionen in den erwähnten 144 diskreten Schritten eingestellt werden.

Mit den beiden Auswuchtsystemen ist eine Gesamtunwucht von 22.400 gmm realisierbar. Für eine höhere Unwuchtkapazität sind in dem äußeren Durchmesser (500 mm) der Turbine 60 axiale Gewindebohrungen (M10) vorhanden, in die zusätzliche statische Unwuchtmassen angebracht werden können. Für einen neutralen Hochlauf können diese Unwuchten mit den Auswuchtringen kompensiert werden.

Nähere Details zu Aufbau und Funktionsweise der verwendeten aktiven Auswuchtsysteme sind in [Neu06] erläutert. Die Auswuchtringe werden vom Hersteller als Ringbalancer bezeichnet, weshalb in dieser Arbeit von Balancern gesprochen wird.

4 Prüfstand für experimentelle Untersuchungen

4.1 Planung

4.1.1 Mechanik

4.1.1.1 Lager

Der LP-Spool soll an drei Positionen gelagert werden. Am FSS erfolgt die Lagerung durch ein Festlager, das als Lager 1 bezeichnet wird. Am RSS befinden sich zwei Loslager im Abstand von 180 mm zueinander, die somit als Lager 2 und 3 bezeichnet werden.

Das Gehäuse von Lager 1 soll zum Fundament hin mit einer verstellbaren Steifigkeit in horizontaler und vertikaler Richtung hin versehen werden, um somit die Möglichkeit einer Variation der Steifigkeit der Lagerabstützung zu gewährleisten.

Lager 2 und 3 sollen in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht werden, da sie sich in Vergleichstriebwerken oft auch auf einer gemeinsamen Struktur befinden. Die Gehäuseabstützung soll wiederum durch verstellbare Steifigkeiten möglich sein.

Die Anbindung der Lagerungen soll auf einem gemeinsamen Fundament realisiert werden, wobei die Eigenfrequenzen des Fundamentes in Hinblick auf die max. Drehzahl des Rotors auszulegen sind. Das Fundament soll aus einer Metalldeckplatte und einem Betonunterbau bestehen. Seine Größe ist den LP-Spool Dimensionen anzupassen, wobei die Befestigung des Antriebs und die Unterbringung des Berstschatzes zu berücksichtigen sind.

Die Lager des Prüfstandes für den LP-Spool stammen alle vom Lagerzulieferer für Lufttriebwerke von RRD. Die Lager für den Prüfstand wurden vom Lagerzulieferer ausgewählt und modifiziert.

Alle Lager sind für nominale Drehzahl von 9.000 min^{-1} und kurzzeitig für max. Drehzahlen von 10.500 min^{-1} ausgelegt. Die Betriebstemperatur darf bis auf $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ansteigen und kurzzeitig einen Wert von $120 \text{ }^{\circ}\text{C}$ annehmen. Die Ölschmierung der Lager bei hoher Belastung soll bei 1 - 1,5 l/min liegen und die axiale Verspannung der Lager erfolgt mittels Wellenmutter. Die Ölzufuhr erfolgt durch eine seitliche Einspritzung des Öls (oil side jetting).

Für die Auswahl der Lager wurde der Lagerzulieferer durch RRD beauftragt, um ein möglichst vergleichbares dynamisches Verhalten zu Flugtriebwerken zu erhalten.

4.1.1.1.1 Lager 1

Das Lager 1 soll ein Festlager und Radiallager sein, das die großen Winkel des LP-Rotors bei großen Belastungen, aufgrund von Unwuchten oder einem statischen gyroskopischen Moment, ertragen kann. Durch den großen Verschränkungswinkel sollen auch die Kräfte auf das Lager gering gehalten werden. Es soll sich um ein zusätzlich angepasstes Luftfahrtlager handeln. In Flugtriebwerken erfolgt der richtige Sitz solcher Lager durch die Vorspannung des axialen Schubes. Da beim Prüfstand keine axiale Vorspannkraft vorgesehen ist, muss ein anderes geeignetes Lagerkonzept eingesetzt werden. Unter der Annahme, dass ein längerer Lauf des Lagers bei einer Auslenkung von 5 mm in 1.000 mm Entfernung (Mitte LP-Shaft) erfolgen kann, würde sich ein Verkippungswinkel von 17° ergeben. Weiterhin soll das Lager für max. 500 Betriebsstunden ausgelegt werden.

Bei dem vom Lagerzulieferer vorgeschlagenen Lager handelt es sich um ein Triebwerkslager aus deren Fertigung. Jedoch wurde die Axialluft derart vergrößert, dass sich selbst bei 17° -Verkippung die Wälzkörper nicht an beiden Borden abstützen können, um ein Verspannen der Lagerung zu vermeiden. Weiterhin gibt es dabei eine lastfreie Zone, in der sich die Wälzkörper neu orientieren können, um die Käfigbelastung zu reduzieren. Im normalen Be-

trieb werden sich die belasteten Kugeln im Dreipunktkontakt befinden, wobei sich die Kugeln an beiden Innenringhälften und im Laufbahngrund des Außenrings abstützen.

4.1.1.1.2 Lager 2 und 3

Als Ersatz für das Zylinderrollenlager des Vergleichtriebwerks wird bei Lager 2 und 3 jeweils ein Zylinderrollenlager mit Keramikwälzkörpern und kegelförmiger Bohrung verwendet, welche aus dem Standardprogramm des Zulieferers stammen. Die Lagermontage erfolgt über eine axiale Verschiebung und nicht über das Drehmoment der Wellenmutter. Das Lager 2 hat dabei einen Außendurchmesser von 150 mm und eine Breite von 24 mm. Bei Lager 3 beträgt der Außendurchmesser 115 mm und die Breite 20 mm.

4.1.1.1.3 Fanglager



Bild 4.1: Fanglager

Das Fanglager in der Mitte des LP-Shafts soll innen mit einem Messingring ausgestattet werden, um im Notfall einen weicheren und gleichmäßigeren Kontakt mit dem anstreifenden Rotor zu gewährleisten. Beim Fanglager sollen die Wälzkörper nicht zu groß gewählt werden, um ein schnelles Hochdrehen des Lagers bei Kontakt nicht zusätzlich durch Trägheiten zu erschweren. Die Wahl fällt dabei auf ein einreihiges Rillenkugellager. Der radiale Abstand zum Rotor soll 4,5 mm betragen, um die benachbarten Wirbelstromsensoren zu schützen, deren Abstand bei 5 mm zur Welle liegt. Im Bild 4.1 ist das verwendete Fanglager mit seinem Messingring zu sehen.

4.1.1.2 Quetschöldämpfer

Anders als in Triebwerken muss der Quetschölffilm zwischen dem Lagergehäuse und dem Lageraußenring erzeugt werden. Hierzu ist ein spezielles Bauteil auf den Lageraußenringen von den Lagern 2 und 3 zu befestigen, das den Innendurchmesser der SFDs bestimmt und als Innenring der SFDs bezeichnet wird. Der Dämpfungsspalt soll radial 130 μm betragen. Die SFDs sollen gedichtet ausgeführt werden und ohne statische Steifigkeit, d.h. im Ruhezustand liegen die SFDs auf dem Gehäuse auf. Die Abdichtung erfolgt jeweils beidseitig durch Flugtriebwerksdichtringe, deren Breite reduziert wurde. Die Zufuhrnut befindet sich neben einer Dichtungsnut auf dem rotierenden Bauteil. Somit ergibt sich eine breite Dämpfungsfläche. Das Öl wird für jeden SFD durch eine Einspritzdüse in diese Nut eingespritzt, wodurch sich eine gleichmäßige Druckverteilung über den Umfang einstellt. Die Verdrehsicherung der SFDs erfolgt von der Stirnseite und wird am Gehäuse fixiert.

4.1.1.3 Dichtungen

Für den Prüfstand sind vier Dichtungen für die Zurückhaltung des Öls von den Lagern und den SFDs vorgesehen. Die Dichtungen sollen axial auf die Wellenteile montiert werden, sowie aus einem Außenring und einem Innenring bestehen. Der Außenring wird am Lagergehäuse fixiert und der Innenring auf der Welle befestigt. An Lager 1 erfolgt die Abdichtung im Lagergehäuse vor und hinter dem Lager 1, was einer Befestigung auf dem FSS entspricht. Die anderen beiden Dichtungen werden für die Lager 2 und 3, sowie für die dortigen SFDs verwendet. Da sich die Lager in einem gemeinsamen Gehäuse befinden, wird - wie in Flugtriebwerken - eine Dichtung bei Lager 2 und eine weitere Dichtung bei Lager 3 gesetzt.

Der radiale Spalt der Dichtungen soll für die Dichtungsfunktion möglichst klein sein, muss aber auch groß genug gewählt werden, um bei den Verschiebungen zwischen Welle und Gehäuse keinen Kontakt zwischen Außen- und Innenring entstehen zu lassen.

4.1.1.4 Statisches gyroskopisches Moment

Zur optionalen Realisierung eines rückwirkenden gyroskopischen Momentes (z.B. eines Propellers auf den LP-Spool), wird die Einbringung eines statischen Momentes auf den Rotor durch hydraulische Aktoren verwendet, um eine äquivalente statische Biegelinie in den LP-Spool einzuleiten. Dabei wird angenommen, dass das gyroskopische Moment durch eine Kupplung nicht direkt auf den LP-Spool wirkt. Die Gehäusestruktur nimmt dabei das Moment auf, wodurch eine Verformung auftritt. Diese Verformung wirkt sich anteilig auf die Lagerungsstellen der Rotoren aus. Unter der Annahme, dass ca. 10 % des ursprünglichen Momentes auf den LP-Spool wirken, soll ein maximales Moment von 4.500 Nm in den LP-Spool eingebracht werden. Die Aktoren sollen an den beiden Lagern 2 und 3 in der vertikalen Ebene ein Moment von 4.500 Nm realisieren, indem sie dort in entgegengesetzter Richtung vertikale Kräfte einleiten. Der Abstand der Lager beträgt 180 mm, so dass max. jeweils Kräfte von 25 kN notwendig sind, wenn man über beide Aktoren die gleiche Kraftamplitude einleitet. Die Kräfte der Aktoren müssen in geeigneter Weise kontrollier- und einstellbar sein.

Ein weiteres Konzept war die Einleitung eines statischen Momentes durch Elektromagneten über die Turbine. Dieses Konzept wurde aber aus Kostengründen nicht durchgeführt. Ein weiterer Grund bestand in dem begrenzten Bauraum in der Nähe der Turbine, aufgrund des dortigen Berstschutzkonzeptes. Die Auswirkungen auf die Funktionsweise der automatischen Auswuchteinheiten und auf die zusätzliche Besetzung der Turbine mit stationären Unwuchten wären dann noch zu klären gewesen.

4.1.2 Hydraulik

4.1.2.1 Ölversorgung der Lager und SFDs

Die drei Lager und die zwei SFDs sollen über zwei verschiedene Pumpen mit Öl versorgt werden, damit die Volumen- bzw. Druckeinstellung für die Komponenten ohne Rückwirkung zwischen Lager und SFDs möglich ist.

Für das Festlager am FSS und die beiden Loslager am RSS soll jeweils separat das Ölvolumen einstellbar sein. Die Ölversorgung der Lager dient der Schmierung und der Kühlung, wobei bei hohen Belastungen die Versorgung zur besseren Kühlung auf bis zu 1,5 l/min pro Lager erhöht werden kann. Diese Belastung soll insbesondere am Festlager aufgrund der Biegelinie des LP-Rotors bei großen Unwuchten eintreten. Die Überwachung der Kühlung der Lager soll mittels Temperatursensoren an den Außenringen der Lager erfolgen, wobei jedes Lager redundant mit zwei Sensoren bestückt wird. Die Temperatur der Lager darf im Dauerbetrieb max. 100 °C betragen und kurzzeitig bis auf 120 °C ansteigen.

Die SFDs werden druckgesteuert versorgt und sollen ebenfalls separat einstellbar sein. Weiterhin soll bei ihnen die Möglichkeit bestehen, im Betrieb eine Deaktivierung und Aktivierung durchzuführen. Dies soll der Untersuchung zum Ausfall von SFDs dienen. Die Pumpen sollen für die Lager und SFDs einen max. Druck von 10 bar bereitstellen können.

4.1.2.2 Ölversorgungsanforderungen

Die Ölversorgung soll aus einem zentralen Tank bestehen, der ein genügend großes Reservoir besitzt, um Temperaturschwankungen aus dem geschlossenen Kreislauf auszugleichen, sowie die Auswirkungen der vom Rücklauf auftretenden Verwirbelungen und Schäume auf den Vorlauf zu unterbinden. Da nur eine Vorrichtung zur Erwärmung vorgesehen ist, müssen das Tankvolumen und die äußere Abstrahlungsfläche groß genug gewählt werden, um eine bestimmte stationäre Temperatur zu erreichen. Es sollen zwei Pumpen Verwendung finden, wobei eine für die Lagerschmierung und die andere für die Quetschöldämpferversorgung eingesetzt wird. Bei Flugzeugtriebwerken wird ein Öl verwendet, das bei 99 °C eine kinematische Viskosität von 5,1 mm²/s. besitzt. In Vergleichstriebwerken kann das Öl eine Tempera-

tur von 140 °C erreichen, wobei das Prüfstandsöl nur zwischen Umgebungstemperatur und max. 60 °C betrieben werden soll. Somit muss für den niedrigeren Temperaturbereich ein bzgl. der Viskosität äquivalentes Öl gefunden werden, dass sich gegenüber den Prüfstandskomponenten inert verhält.

Nach den Angaben kann das Triebwerksöl als ein Öl der Viskositätsklasse ISO VG 32 interpretiert werden. Als Größen sollen die Öltemperatur, der Druck und der Volumenstrom gemessen werden. Es ist zur Versorgung der Komponenten eine Ölverteilung zu erstellen, wo die Messeinrichtungen integrierbar sein müssen. Zusätzlich soll am Einlauf aller Lager und SFDs die Drücke gemessen werden. Der Rücklauf des Öls soll durch eine aktive Absaugung erfolgen.

4.1.2.3 Hochdruckversorgung

Die für die Einleitung des äquivalenten gyroskopischen Momentes des Propellers notwendigen Hochdruckhydraulikaktoren müssen durch geeignete Vorrichtungen mit Öl versorgt werden. Die zugehörigen Pumpen müssen fein genug im Druck - und damit im Fördervolumen - justierbar sein. Es ist dabei der Öldruck des Aktors zu überwachen, um mit den bekannten Aktorflächen auf die eingeleiteten Kräfte zu schließen. Weiterhin sind diese Kräfte zu synchronisieren. Es muss genügend Bauraum vorhanden sein, um die Versorgung der Aktoren bei den optionalen Versuchen mit den zugehörigen Schläuchen und Anschlüssen zu gewährleisten.

4.1.3 Elektronik

4.1.3.1 Antriebsauslegung

Der LP-Spool soll im Gegensatz zu Triebwerken nicht turbinenseitig sondern, von der Kompressorseite her, durch einen Elektromotor angetrieben werden. Die Leistungsfähigkeit des Motors muss ausreichen, um die Eigenfrequenzen ohne ein dortiges „Hängenbleiben“ zu durchfahren. Dies ist besonders im ungedämpften Fall wichtig, um ein Aufklingen der homogenen Lösung der Biegeschwingung im Resonanzfall zu verhindern. Die Abschätzung der notwendigen Leistung und des Drehmoments stellen hierbei die Hauptaufgabe dar. Beim Beschleunigen wird hauptsächlich Energie für die Überwindung der Trägheit des Rotors benötigt und bei hohen stationären Drehzahlen für die Energieverluste. Der größte Energieverlust wird durch die Dummy-Turbine verursacht, die keine Beschaufelung besitzt. Zusätzlich soll der Antrieb eine Abbremsung des LP-Spools ermöglichen. Der Antrieb soll eine Drehzahl von bis zu 9.000 min⁻¹ ermöglichen. Ein Hochlauf auf 8.000 min⁻¹ muss in unter 10 min realisierbar sein. Der LP-Spool des Prüfstandes soll ein polares Trägheitsmoment von ca. 4 kgm² besitzen, woraus sich bei seiner Gesamtmasse von ca. 150 kg und einer bestimmten Unwucht eine erste Abschätzung der notwendigen Antriebsleistung möglich sein sollte.

Als Antrieb soll ein Asynchronmotor dienen, der mit einem Frequenzumrichter angesteuert wird. Der Motor ist wassergekühlt und hat eine Leistung (Dauerbetrieb, S1) von 15 kW bei 10.500 min⁻¹. Bei Kurzzeitbetrieb (S2) ist für ca. 3 min eine Spitzenleistung von 52 kW erlaubt. Zum Betrieb wird aus Kostengründen ein Frequenzumrichter verwendet, der eine maximale Leistung von 35 kW abgeben kann.

Für eine Abschätzung der Verwendbarkeit des Antriebes gilt es, zwei Bedingungen zu überprüfen.

1. Die notwendige Zeit zum Beschleunigen des Spools auf die erforderliche Betriebsdrehzahl, wobei das Reibmoment an der Turbinenscheibe beachtet werden muss. Weiterhin soll dabei das Ausreichen des Antriebsmomentes zur Überwindung der 1. Biegeeigenfrequenz, bei der zuvor berechneten Restleistung überprüft werden.

2. Die notwendige Zeit zum Abbremsen des Spools bis zum Stillstand im Falle einer Notbremsung.

Zu 1:

Beim Hochbeschleunigen des LP-Spools wirkt das Antriebsmoment des Motors, wobei die Trägheit des LP-Spools und die Luftreibung – vorzugsweise an der Turbinenscheibe – die beiden Hauptlastmomente darstellen. Das erforderliche Moment zur Beschleunigung des LP-Spools in einer fest vorgegebenen Zeit von 0 auf 8.000 min^{-1} wird zur Vereinfachung als konstant angenommen, bei einer fest vorgegebenen Beschleunigungszeit, d.h. einer konstanten Winkelbeschleunigung. Somit ergibt sich ein konstantes Lastmoment der Drehträgheiten $T_{Träg}$ für das Beschleunigen.

$$T_{Träg} = \Theta \ddot{\varphi} = \Theta (\Delta\omega / \Delta t) \quad (4.1)$$

$$P_{Träg} = T_{Träg} \omega \quad (4.2)$$

Die Berechnung des Reibmomentes an der Turbinenscheibe T_{Aero} erfolgt unter der Annahme einer dünnen Scheibe nach G. Genta [Gen85]

$$T_{Aero} = 0,146 \rho_G^{4/5} r_a^{23/5} \eta^{1/5} \omega^{9/5}, \quad \text{turbulente Strömung, } Re \geq 5 \cdot 10^4 \quad (4.3)$$

$$T_{Aero} = 3,87 r_a^4 \sqrt{\rho_G \eta \omega^3}, \quad \text{laminare Strömung, } Re < 5 \cdot 10^4 \quad (4.4)$$

Dabei ist ρ_G die Dichte des Gases, η die dynamische Viskosität, Re die Reynoldszahl, r_a der Außenradius der Turbinenscheibe und ω die Kreisfrequenz der rotierenden Turbine. Angenommen wird als Medium Luft bei 1 bar Umgebungsdruck und einer Temperatur von 40°C . Der Außenradius der Turbine beträgt $0,265 \text{ m}$.

$$P_{Aero} = 0,146 \rho_G^{4/5} r_a^{23/5} \eta^{1/5} \omega^{14/5}, \quad \text{turbulente Strömung, } Re \geq 5 \cdot 10^4 \quad (4.5)$$

$$P_{Aero} = 3,87 \rho_G^{1/2} r_a^4 \eta^{1/2} \omega^{5/2}, \quad \text{laminare Strömung, } Re < 5 \cdot 10^4 \quad (4.6)$$

Die Antriebsleistung P_{an} des Motors wird dem Datenblatt entnommen.

Eine grobe Abschätzung des Mindestantriebsmomentes $T_{a,min}$ des Motors zur Durchführung

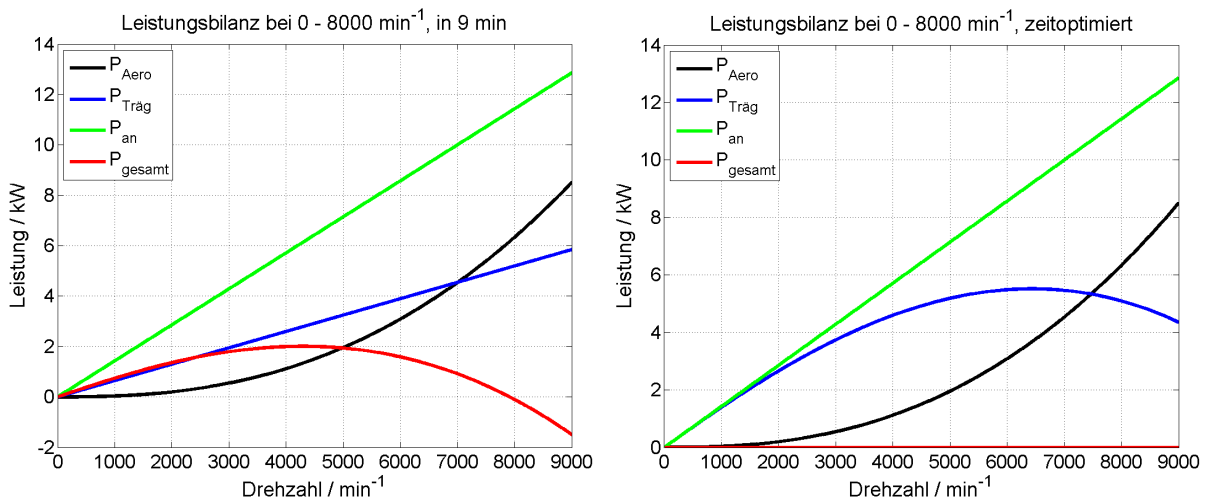


Bild 4.2: Leistungsbilanzen beim Hochlauf

der 1. Resonanz wird am Beispiel eines ungedämpften Lavalrotors nach [Gas02] betrachtet. Da in der Realität die externe Dämpfung durch die SFDs eingeleitet wird, ist dies eine kon-

servative Abschätzung. Wenn der Antrieb mindestens das Dreifache des Mindestantriebsmomentes erreicht, spielt das Verhältnis zwischen Exzentrizität ε und dem Trägheitsradius k der Turbine keine Bedeutung mehr. Die Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems ist ω .

$$T_{a,min} = 1,3 (\varepsilon / k)^{4/3} k^2 \omega^2 m \quad (4.7)$$

$$P_{a,min} = 1,3 (\varepsilon / k)^{4/3} k^2 \omega^3 m \quad (4.8)$$

Die verbleibende, ungenutzte Leistung des Antriebs P_{gesamt} ergibt sich zu

$$P_{gesamt} = P_{an} - P_{Träg} - P_{Aero} . \quad (4.9)$$

Zur Optimierung der Antriebsleistung erfolgt eine 2. Berechnung, bei der immer eine optimale Motorausnutzung angenommen wird, d.h. die resultierende Kurve von P_{gesamt} ist immer gleich Null. Das Ergebnis ist in Bild 4.2 dargestellt. Die $P_{Träg}$ stellt dabei die eigentliche Be-

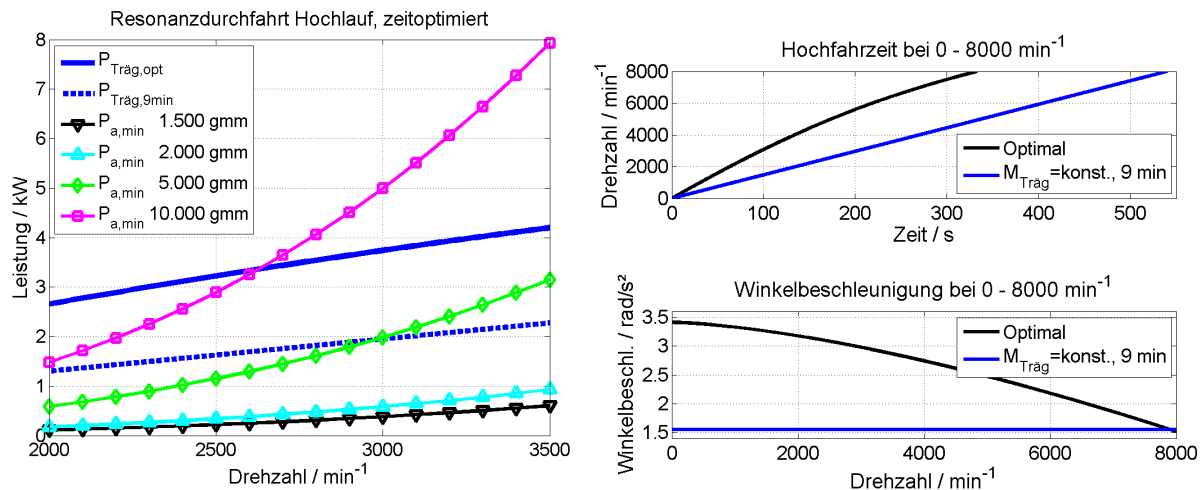


Bild 4.3: Leistungsbilanzen beim Hochlauf im Resonanzbereich und Dynamik

schleunigungsleistung des LP-Spools dar und P_{gesamt} die nicht verwendete Leistung des Antriebs. Bei konstantem $T_{Träg}$ mit einer Beschleunigungszeit von 9 min auf 8.000 min⁻¹ ist die Motorleistung bei 8.000 min⁻¹ aufgebraucht. Der dann folgende negative Verlauf von P_{gesamt} kennzeichnet somit die Grenze der Motorperformance. Beim optimierten Hochlauf des Spools auf 8.000 min⁻¹ ergibt sich eine Zeit von 5,5 min. Die Zeit für einen realen Hochlauf auf 8.000 min⁻¹ wird vermutlich dazwischen liegen, da noch zusätzliche Verluste hinzukommen werden und zusätzlich eine so optimale Leistungsauslegung kaum realisierbar ist. Eine zusätzliche Sicherheit ergibt sich dadurch, dass der Antrieb für 3 min mit einer Leistung von 35 kW belastet werden kann. Die Mindestantriebsleistung $P_{a,min}$ des Motors in Bild 4.3 ist ausreichend für kleine Unwuchten. Eine Standardunwucht von 1.500 gmm entspricht einer Rotorextrizität von ca. 10 µm und ist ohne Probleme realisierbar. Die einzigen angebrachten Unwuchten, die der Spool in der 1. biegekritischen Drehzahl durchlaufen muss, sind die Unwuchten der Sensitivitätsanalyse. Diese werden maximal im Bereich von 2.000 gmm liegen, womit der Antrieb auch diesen Punkt erfüllt.

Zu 2:

Für den Fall einer Notbremsung soll ebenfalls eine grobe Abschätzung erfolgen. Dafür wird wieder das Reibmoment der Turbinenscheibe verwendet, das diesmal aber das Abbremsmo-

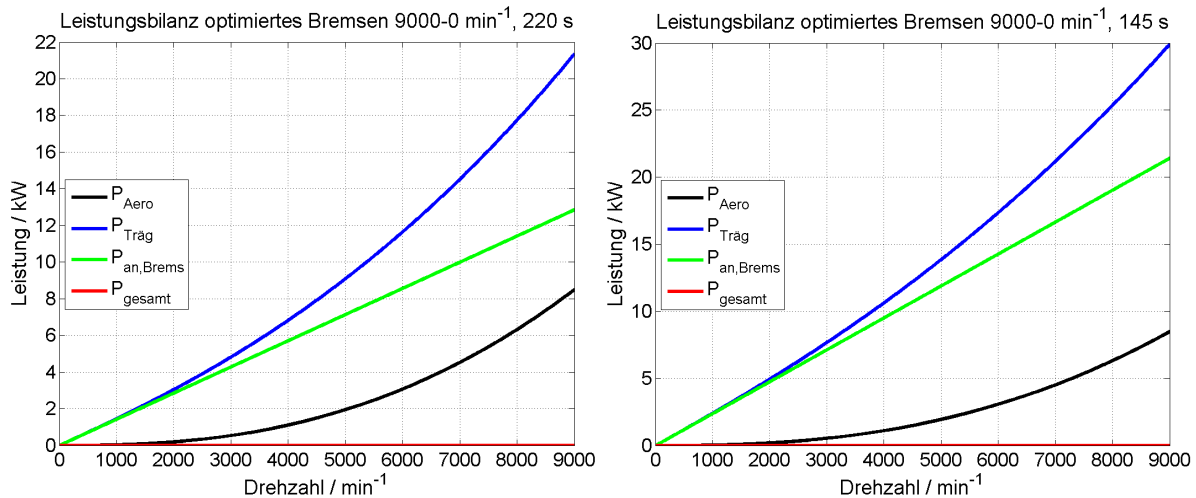


Bild 4.4: Leistungsbilanzen beim Runterlauf, links mit 15 kW und rechts mit 25 kW Bremsleistung unterstützt. Das Trägheitsmoment wirkt wieder der Abbremsung entgegen. Beim Abbremsen wird die Energie in Bremswiderständen mit einer Aufnahmeleistung von 25 kW in Wärme umgewandelt. Diese Bremsleistung wird vereinfacht für die maximale Drehzahl angenommen. Zum Vergleich wird für die Leistung von 15 kW ebenfalls die Bremszeit berechnet. Dabei geht es um die möglichst schnelle Abbremsung des Spools aus 9.000 min⁻¹ auf kleinere Drehzahlen. Zur Optimierung der Antriebs- und Bremsleistung erfolgt - wie zuvor - die Annahme einer optimalen Motorausnutzung, d.h. die resultierende Kurve von P_{gesamt} ist immer gleich Null.

$$P_{gesamt,Brems} = P_{an,Brems} - P_{Träg} - P_{Aero} \quad (4.10)$$

Wie man in Bild 4.4 erkennt, ist eine Abbremsung mit 15 kW aus 9.000 min⁻¹ in 220 s und mit 25 kW in 145 s möglich. Die Realität wird vermutlich dazwischen liegen, da bei niedrigen Drehzahlen irgendwann nicht mehr die Bremsleistung von 25 kW abgegriffen werden kann.

4.1.3.2 Sensoren

Die Schwingwege des LP-Spools sind durch drei Messebenen mit jeweils 2 Sensoren zu erfassen. Zur Verwendung sollen dabei Wirbelstromsensoren kommen, um eine hohe Erfassungsrate und Genauigkeit zu erreichen. Hierbei soll ein Sensorpaar auf die Welle zwischen den beiden SFDs gerichtet sein.

Die Schwingbeschleunigungen der Lagergehäuse sind zu erfassen, damit RRD Auswuchtversuche am Prüfstand durchführen kann. Später sollen sie zur Überwachung verwendet werden.

Temperatursensoren sollen die Temperaturen der Lager überwachen, sowie die des Ölkreislaufes. Im Ölkreislauf sind weiterhin Druck- und Volumenstromsensoren zu integrieren, um die Überwachung des Ölkreislaufes zu gewährleisten.

4.1.3.3 Datenerfassung

Die Sensoren des Prüfstandes sollen aus einem zentralen Schaltschrank versorgt werden, der die Signale an ein geeignetes Datenerfassungssystem weiterleitet. Das System muss in der Lage sein, die vielen Signale mit unterschiedlicher Erfassungsrate zu registrieren und abzuspeichern. Die Signale der Wirbelstromsensoren sollen dabei gleichzeitig (simultan) erfasst

werden, um eine genaue Auswertung dynamischer Orbits zu gewährleisten. Alle Antriebe, Sensoren und Rechner sind mit einer unterbrechungsfreien Stromversorgung auszustatten, um kritische Zustände durch Stromausfälle zu vermeiden.

4.1.4 Sicherheitsanforderungen

Aufgrund der großen kinetischen Energien im Betrieb des Rotors ist eine Vielzahl von Sicherheitsvorkehrungen zu treffen.

4.1.4.1 Kritische Versuche

Zu den kritischen Versuchen zählen die Versuche, bei denen besonders hohe mechanische Belastungen im LP-Spool auftreten. Dies kann durch das Aufbringen von besonders großen Unwuchten an der Turbine, durch die Einleitung eines großen statischen Momentes, durch Auslaufversuche mit deaktivierten SFDs oder auch eine Kombination dieser Möglichkeiten sein. In all diesen Fällen stellen sich große Schwingungen und Kräfte auf den Rotor und die sich anschließenden Komponenten ein, die genau beobachtet werden müssen. Im Notfall muss es möglich sein, dass teilweise automatisierte Gegenmaßnahmen ergriffen werden können.

4.1.4.2 Stromausfall

Ein Stromausfall stellt für den Prüfstand ein Problem dar, weil dadurch eine Vielzahl von Sicherheitsvorkehrungen und das „automatische Gehirn“ des Prüfstands - der Rechner - ausgeschaltet werden.

Der Ausfall der Schmierung der Lager ist für einen kurzen Zeitbereich unproblematisch, aber der Ausfall der externen Dämpfung durch die SFDs bei einem ungebremsen Auslaufen mit evtl. großer Unwucht ist nicht vertretbar.

Die Neutralisation der Unwuchten durch das aktive Auswuchtsystem sind in diesem Falle nicht mehr möglich, sowie auch keine elektrische Notbremsung. Die Überwachung durch die verschiedenen Sensoren ist ebenfalls nicht mehr gegeben.

Aus diesem Grunde muss eine unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV) bereitgestellt werden, deren Art und Kapazität noch zu bestimmen ist.

4.1.4.3 Bremsung

Der Prüfstand soll mit einer Bremsung ausgestattet werden, die eine Abbremsung auf eine bestimmte Drehzahl in einem bestimmten Zeitintervall ermöglicht. Zusätzlich soll aber auch eine Notbremsung realisiert werden, die mit der maximal zur Verfügung stehenden Bremsleistung arbeitet. Dies soll unabhängig vom bestehenden Stromnetz möglich sein.

4.1.4.4 Große Unwuchten

Große gesetzte Unwuchten am Prüfstand sollen während des Betriebs neutralisierbar sein. Zu diesem Zweck sollen automatische Auswuchteinheiten Verwendung finden, die im Betrieb ihre und zusätzlich die an der Turbine angebrachten Unwuchten reduzieren können. Weiterhin sind die großen Unwuchten erst bei Drehzahlen zu aktivieren, bei denen das dynamische Verhalten der Welle und somit die Funktion der SFDs als ausreichend erscheint.

4.1.4.5 Ölversorgung

Bei einer Leckage des Öltanks darf das Öl nicht in das Labor abfließen. Zur Kontrolle des Ölstandes im Tank ist ein geeignetes Minimum-Niveauwarnsystem zu installieren. Die Druck- und Volumenstromsensoren an den Lagern und SFDs dienen zusätzlich der Überwachung der kontinuierlichen Ölversorgung. Bei einer Unterversorgung der Lager werden diese

sehr heiß und können einen dauerhaften Schaden nehmen. Dieser Zustand könnte durch eine Abbremsung des Rotors kontrolliert werden. Bei den SFDs würde die passive externe Dämpfung des Rotors ausfallen, was abhängig vom Lastfall und der Drehzahl zu großen Schwingungen des Rotors führen könnte. Im Ernstfall würde es zu einem mechanischen Kontakt in den Fanglagern kommen. Hierbei ist eine Abbremsung dahingehend abzuwägen, in welchem Drehzahlbereich bzgl. der Biegeeigenfrequenzen sich der Rotor befindet und ob die Ölversorgung wieder aktivierbar ist. Auf jeden Fall ist eine gesetzte Unwucht sofort zu neutralisieren. Für einen doch eventuell möglichen Ausfall der SFDs sollen die Abstützungen der Lagergehäuse (Ringfedern) Dämpfung zur Stabilisierung einbringen.

4.1.4.6 Auslenkung

Die Auslenkungen des Rotors sind zu überwachen, um kritische Zustände rechtzeitig erkennen zu können. Dies betrifft nicht nur die Wegsensoren, sondern auch die Beschleunigungen der Lagergehäuse. Im Notfall stellt dies die Entscheidungsgrundlage für einen möglichen Abbruch eines Versuches dar. Dies gilt insbesondere bei Versuchen mit großen Unwuchten oder deaktivierten SFDs.

Die maximalen Auslenkungen werden in der Mitte des LP-Shafts erwartet. Dort kommt zusätzlich ein Fanglager zur mechanischen Begrenzung der Auslenkungen zum Einsatz. Weiterhin muss die Auslenkung vor der Turbine und die Exzentrizitäten der SFDs beobachtet werden. In diesen drei Ebenen sollen Wegsensoren Verwendung finden.

4.1.4.7 Berstschutz

Da sich der Prüfstand in einem Labor mit anderen Prüfständen der TU-Darmstadt befindet, muss am Prüfstand ein Schutz geschaffen werden, der ein sicheres Arbeiten ermöglicht. Hierbei geht es in erster Linie um den mechanischen Schutz. Die rotierenden Teile des Prüfstandes sind gegen Körperkontakt zu schützen, um etwaigen Verletzungen vorzubeugen. Es wird dabei davon ausgegangen, dass nur autorisiertes Personal zum Labor Zutritt hat. Eine zweite, schwerer zu realisierende, Aufgabe besteht darin, die Umgebung vor sich im Betrieb lösenden Schrauben und anderen Kleinteilen, sowie im schlimmsten Fall, einem Bersten der 105 kg schweren Turbine zu schützen. Für die Turbine soll 1/3 der Gesamtmasse als sich lösendes Teil angenommen werden.

4.1.4.8 Rechnerausfall

In Falle eines Absturzes des Rechners während der Messläufe soll ein definiertes Herunterfahren des Prüfstandes automatisch eingeleitet werden. Die Abbremsung muss dabei automatisch eingeleitet werden, da der Benutzer den Ausfall evtl. zu spät bemerken könnte.

4.1.4.9 Notaus

Am Prüfstand sind Notausschalter zu installieren, um bei Betätigung den gesamten Prüfstand spannungsfrei zu schalten. Der Notaus soll dabei in seiner Priorität so erfolgen, dass bei Rotation der Welle als erstes die Notbremsung eingeleitet wird. Dabei ist die gesamte Versorgung bis zu einer definierten geringen Drehzahl aufrechtzuerhalten. Anschließend kann ein spannungsfreier Zustand eingeleitet werden. Diese Maßnahme dient der Sicherheit des gesamten Labors.

4.2 Konstruktion

4.2.1 Mechanik

4.2.1.1 Fundament

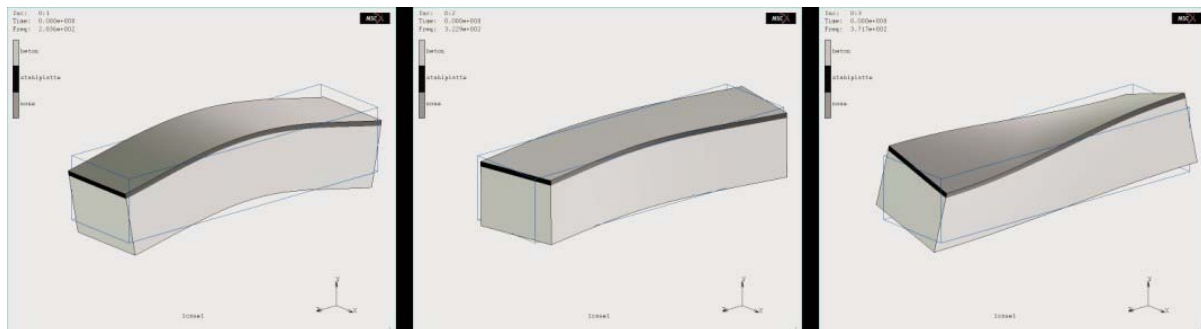


Bild 4.5: Rechnerische Eigenfrequenzen des Fundaments mit Stahlplatte (284 Hz; 323 Hz; 372 Hz)

Das Fundament dient der Aufnahme der Prüfstandskomponenten und muss hinsichtlich seiner Eigenfrequenzen weit außerhalb des Betriebsbereiches des LP-Spools sein. Der Rotor soll bis max. 9.000 min^{-1} betrieben werden können, was einer Frequenz von 150 Hz entspricht. Die erste Biegeeigenfrequenz des Fundaments muss deshalb deutlich oberhalb dieser Frequenz liegen, dies gilt natürlich auch für die Torsionseigenfrequenz. Die Form des Fundamentes sollte einem Quader entsprechen. Das Fundament besteht aus einem Polymerbetonbauteil und einer Stahlplatte mit Führungs- und Befestigungsnuten. Die Stahlplatte ist 50 mm dick. Die Verbindung zwischen Beton und Stahlplatte ist durch vor dem Gießen montierte und in den Beton hineinragende Verstrebungen an der Stahlplatte realisiert. Das gesamte Fundament ohne Aufbauten und Unterbau wiegt ca. 4.500 kg.

Die Starrkörpereigenfrequenzen des Fundaments liegen unter 10 Hz. Die nächsten drei Eigenformen sind in Bild 4.5 zu erkennen. Dabei handelt es sich um eine vertikale Biegeeigenform bei 284 Hz, eine horizontale Biegeeigenform bei 323 Hz und eine Torsionseigenfrequenz bei 372 Hz. Die Eigenfrequenzen konnten mit einer max. Abweichung von 5 % experimentell nachgewiesen werden.

4.2.1.1.1 Betonkern

Als Material für den Betonkern kommt ein so genannter Polymerbeton zum Einsatz. Dieser hat den Vorteil, dass er keine alkalische Reaktion mit einer Stahldeckplatte eingeht. In ihm ist der Beton in einer Matrix aus Polymer eingebettet. Nach dem Fertigen der Stahldeckplatte wurde diese auf die Deckseite gelegt und von unten eingeschalt. Hierbei wurden Gewindestangen an der Unterseite der Deckplatte in vorgefertigte Gewindelöcher montiert, die in den späteren Betonkern hineinragen. Dies dient der Fixierung beider Bauteile. Das so präparierte Fundament wurde zum Ausgießen mit Beton zu einer Firma gegeben und dort mittels einer Rüttelmaschine verdichtet. Die verbundenen Bauteile wurden in das Labor mit Schwerlastketten eingebracht und anschließend auf den vorgefertigten Unterbau mit Maschinenfüßen und Schwingungsisolationselementen abgesetzt.

4.2.1.1.2 Stahlplatte



Bild 4.6: Stahlplatte des Fundaments

Als Aufnahmebauteil für die Verbindungen zum Rotor wurde eine Stahlplatte anstatt einer Aluminiumplatte gewählt, da Stahl deutlich robuster gegenüber Beschädigungen ist. Zusätzlich bleiben die Nuten zur Fixierung formstabiler.

Die Stahlplatte im Bild 4.6 wurde der Länge nach mit vier Befestigungsnuten und einer zentralen Führungsnut versehen. Die Führungsnut dient der Ausrichtung der einzelnen Bauelemente. Die Befestigungsmöglichkeiten aller Bauelemente des Prüfstandes, die mit der Stahlplatte verbunden sind, müssen auf die Nutenmaße der Platte abgestimmt werden. Die Stahlplatte hat eine Dicke von 50 mm. Die Nuten sind für Nutensteine ausgelegt, die zur Befestigung von Schrauben der Dimension M16 dienen. Mit der Stahlplatte hat das Fundament eine Länge von 3100 mm, eine Breite von 850 mm und eine Höhe von 650 mm. Zur Höhe kommt dabei noch der Unterbau mit den Isolationselementen hinzu.

4.2.1.1.3 Unterbau

Der Unterbau des Fundaments dient der besseren Lastverteilung auf 9 vertikal verstellbaren Maschinenfüßen, die über die Breite des Fundaments herausragen. Dies ist notwendig, da die Flächenlast des Laborbodens begrenzt ist. Ohne diesen Unterbau würde sich die Last nur über die 6 Schwingungsisolationselemente auf den Boden verteilen. Zusätzlich ermöglicht der Unterbau eine horizontale Ausrichtung des Prüfstandes über die Maschinenfüße und eine Anpassung an Unebenheiten im Boden. Durch die erhöhte Position ist eine bessere Bedienbarkeit des Prüfstandes für Montagen etc. gegeben. Die Rotorachse

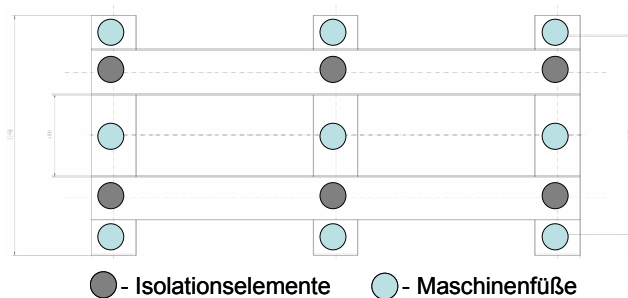


Bild 4.7: Unterbau des Fundaments

befindet sich somit auf einer Arbeitshöhe von ca. 1,4 m.

Die Schwingungsisolationselemente befinden sich oberhalb der Maschinenfüße auf den 6 Schnittstellen der tragenden U-Profile. Die Positionen der Bauteile sind im Bild 4.7 zu erkennen.

4.2.1.2 Lagergehäuse

4.2.1.2.1 Lager 1

Das Gehäuse von Lager 1 muss mehrere Bedingungen erfüllen. Es soll außen die Elemente für die variable vertikale und horizontale Steifigkeit der Abstützung des Lagergehäuses aufnehmen. Weiterhin muss das Gehäuse das Lager in axialer Richtung fixieren, damit es seine Funktion als Festlager erfüllen kann und dabei zusätzlich in vertikaler und horizontaler Richtung genug Spielraum lassen, um die variablen Steifigkeiten nicht zu beeinflussen. Im Lagergehäuse befindet sich die Düse zur Öleinspritzung, wobei die Einleitung des Öls dabei seitlich

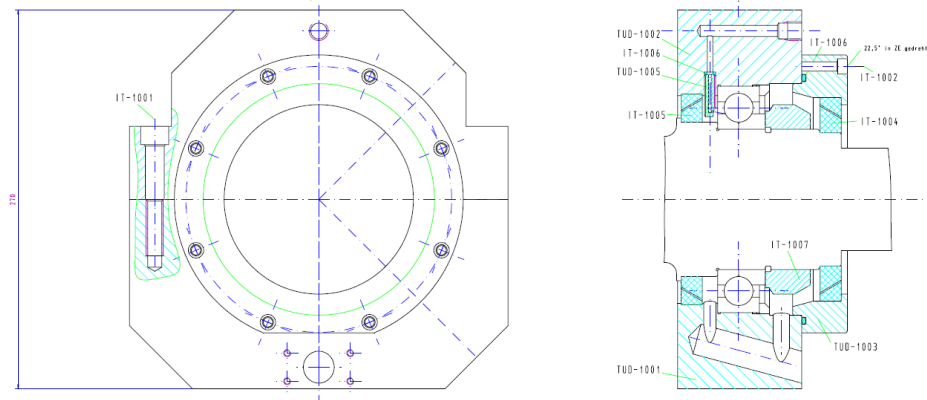


Bild 4.8: Gehäuse Lager 1

auf die Wälzkörper erfolgt (Bild 4.8). Das Gehäuse besteht aus zwei Halbschalen, die horizontal trennbar sind. Die inneren Dichtungsringe werden auf den FSS geschrumpft (Tabelle 4.5). Das Lager wird durch eine Wellenmutter fixiert. Die äußere Dichtung turbinenseitig wird mit dem Deckel befestigt, dessen Montage nach dem Verschrauben der Gehäusehälften erfolgt. Der Ölablauf befindet sich im unteren Teil des Gehäuses, wobei das Öl abgesaugt wird. Um eine spätere Verkippung des Gehäuses bei großer Belastung zu beschränken, erhält der Rahmen eine derartige Vorrichtung, die beim Einbau einen definierten Abstand zum Gehäuse besitzen soll.

4.2.1.2.2 Lager 2 und 3

Lager 2 und 3 sind in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht. Es besteht aus einem inneren Zylinder und einem halbschaligen Außengehäuse als Hauptkomponenten. Der innere Zylinder enthält die Lageraußenringe, die SFD-Innenringe mit zugehörigen Verdrehsicherungen und die Ablaufschlitze für das Öl. In dieses Bauteil werden auch die Einspritzdüsen für die Lager und SFDs eingesetzt. Die Außenringe der Metaldichtungen für das Öl werden im vorderen und hinteren Bereich des Zylinders befestigt. Ihre Gegenstücke werden auf den RSS montiert.

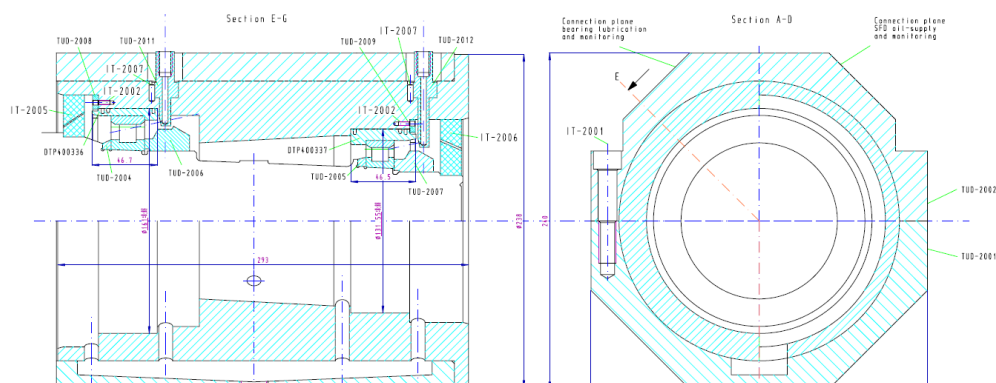


Bild 4.9: Gehäuse Lager 2, 3

Die zweite Komponente bildet das halbschalige äußere Gehäuse, welches auf den inneren Zylinder aufgesetzt wird. Es besitzt im unteren Bereich eine innere Aussparung, um das Öl zu einer definierten Absaugöffnung abzuführen. An der Außenseite des Gehäuses befinden sich die Aufnahmepunkte für die Lagerabstützung.

4.2.1.3 Quetschöldämpfer

Die Innenringe der SFDs der Lager 2 und 3 sind zusammengefügt aus dem jeweiligen Außen-

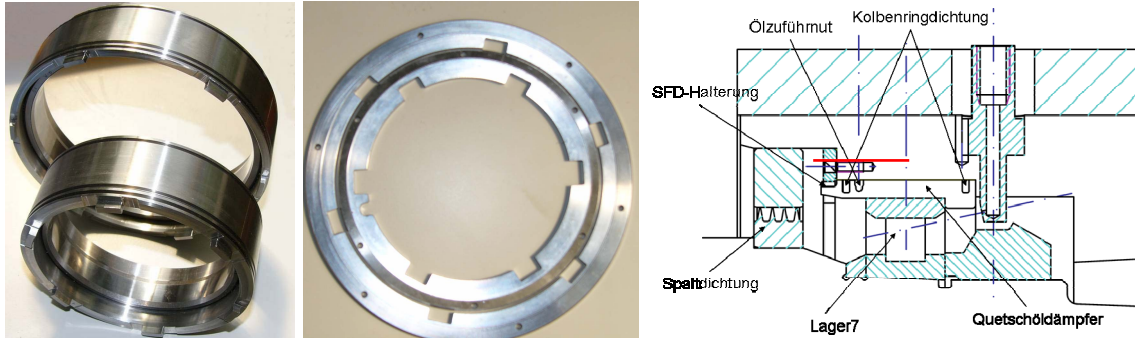


Bild 4.10: SFD-Innenringe, Verdrehsicherungen und Zeichnung der Lagerungseinheit 2

ring des Lagers, der außen durch einen speziell angepassten Adapterring zum Innenring des SFD ergänzt wird. Links in Bild 4.10 sind in der Vorderansicht jeweils die „Nasen“ zur Montage der Verdrehsicherungsringe zu erkennen, sowie im mittleren Bild die zugehörigen Verdrehsicherungsringe. Auf der Außenseite sind die begrenzenden Nuten für die Kolbenringe zu erkennen, die das Dämpferland mit der Zufuhrnut einschließen und somit abdichtend wirken. In die Zufuhrnut wird das Öl eingespritzt, wobei es sich erst über den Umfang der Nut verteilt und dann in den Raum zwischen inneren und äußeren SFD („Dämpferland“) strömt. Der eigentliche Dämpfungsbereich mit Öl wird durch die rote Markierung im rechten Bild bei einem radialen Spalt von 130 μm gekennzeichnet.

4.2.1.4 Dichtungen

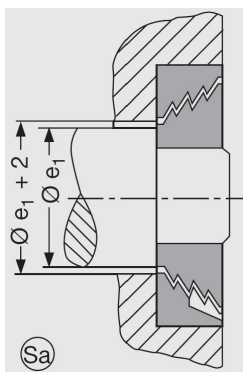


Bild 4.11: Labyrinthdichtung, [GMN]

Ursprünglich sollten als Dichtungen berührungslose Labyrinthdichtungen verwendet werden, die in Bild 4.11 beispielhaft zu sehen sind. Es handelt sich dabei um eine Montage im Inneren des Gehäuses, die eine Rückfuhrnut am Außenring für starke Flüssigkeitsbeaufschlagung enthält. Die Dichtungen sind aus einem POM-Polymer gefertigt. Das Axial- und Radialspiel hat einen Summenspalt von $\pm 0,25 \text{ mm}$, wobei sich beide Spiele gegenseitig beeinflussen, d.h. bei leichter radialer Abweichung beim Einbau wird das Axialspiel erheblich geringer. Die Dichtungswirkung basiert auf der geometrischen Form des Labyrinths, die mehrere Richtungswechsel zum Durchdringen des Labyrinths erzwingt. Dies wird durch die konische Form des Labyrinths unterstützt. Aufgrund der Ausbildung der Dichtspalte wird ein in die Dichtung eingedrungenes Medium wieder nach innen zurück befördert. Bestehende Flüssigkeitspegel und unterschiedliche Drücke auf den Dichtungsseiten können nur gedrosselt und nicht abgedichtet werden.

Bei Montageversuchen stellte sich heraus, dass eine exakte axiale Positionierung des Labyrinthspiels der Dichtungen aufgrund der komplizierten Einbaubedingungen selten möglich war, wodurch zu einer Seite nur noch 0,1 mm Spiel verblieb. Zusätzlich hat das Lager 1 ein Axialspiel von 0,5 mm, so dass diese Dichtungsvariante verworfen wurde.

Aus diesem Grunde findet eine andere Art von Dichtung ihre Anwendung, die von der Dichtung im Originaltriebwerk abgeleitet wird. Die Dichtungen bestehen aus einem rotierenden Bauteil aus Stahl und einem stehenden, am Gehäuse befestigten, Bauteil aus Aluminium, um bei Kontakt einen definierten Verschleiß am Statorbauteil zu ermöglichen. Die rotierenden

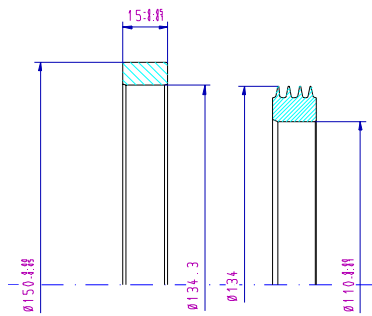


Bild 4.12: Metallöldichtung

den Bauteile sind mit einem Schrumpfsitz auf der Welle befestigt, um ein Lösen durch Fliehkraft, Stoßeinwirkung bei Kontakt und Erwärmung im Betrieb zu verhindern. Die Statorbauteile werden mittels eines Sicherungsklebers fixiert. Der radiale Spalt zwischen dem Rotor- und dem Statorbauteil beträgt 200 μm . Axial sind diese Dichtungen frei beweglich, wodurch sich eine axiale Positionierung weniger problematisch darstellt und nicht zusätzlich den Radialspalt beeinflusst. Ein Nachteil besteht darin, dass die Rückförderung des Mediums nach innen nicht mehr gewährleistet wird. Das Öl kann verstärkt auf die Welle laufen und wird durch die Fliehkraft auf der sich drehen-

den Welle verschleudert. Es entsteht Ölnebel, da im Gegensatz zum Triebwerk aus Kostengründen nur eine einstufige Variante ohne Sperrluft zur Ölnebelrückhaltung zum Einsatz kommt.

4.2.1.5 Lagerrahmen

Die Lagerrahmen dienen der Abstützung der Lagergehäuse und sollen hinsichtlich ihrer Biegeeigenfrequenzen außerhalb des Betriebsbereiches liegen. Dafür wurden die Rahmen verstärkt ausgeführt und die Eignung der Biegeeigenfrequenzen experimentell nachgewiesen (Kapitel 5.1). Dabei liegen bei Rahmen 1 die Biegeeigenfrequenzen radial und axial oberhalb von 200 Hz. Bei den Rahmen von Lager 2 und 3 liegen sie radial oberhalb von 270 Hz.

4.2.1.5.1 Lager 1

Der Rahmen von Lager 1 muss mehrere Bedingungen erfüllen. Er soll die Elemente für die variable vertikale und horizontale Steifigkeit der Abstützung des Lagergehäuses durch die Ringfedern aufnehmen, sowie eine Vorspannung und einen Austausch der Ringfederelemente ermöglichen. Weiterhin muss er das Gehäuse in axialer Richtung fixieren, damit es seine

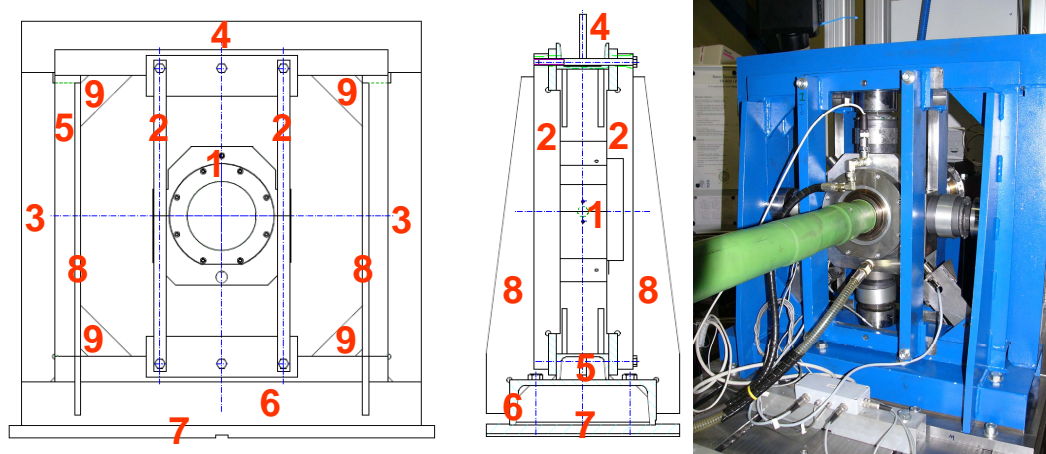


Bild 4.13: Rahmen Lager 1

Funktion als Festlager erfüllen kann und dabei zusätzlich in vertikaler und horizontaler Richtung genug Spielraum lassen, um die variablen Steifigkeiten der Ringfedern nicht zu beeinflussen.

Die Ausführung des Rahmens ist in Bild 4.13 zu sehen. Die Grundform (5) bilden vier nach außen gerichtete U-Profile (UPN 100, DIN 1026), die miteinander verschweißt sind. In ihren

inneren Ecken sind doppelte Versteifungsbleche (9) eingeschweißt. Die Rahmen dienen der Aufnahme der Ringfedern, welche die Gehäuse abstützen und durch Spindeln justiert werden. Die Achse des Gehäuses soll sich im Mittelpunkt der Rahmen befinden. Die Ringfedern werden mit den Rahmen durch Spindeln verbunden, die eine Justierung der Federn ermöglichen. Die Federn werden jeweils in der Mitte der U-Profile befestigt, wodurch sich die gegenüberliegende Anordnung der Federn als Parallelschaltung realisieren lässt. Das U-Profil (5) ist an einem größeren U-Profil (6, UPN 280, DIN 1026) angeschweißt, dass wiederum auf der Befestigungsplatte (7) verschraubt wird. Diese ist wieder mit Nutensteinen auf der Stahlplatte des Fundaments befestigt und mit der Führungsnut ausgerichtet. Der Rahmen ist zusätzlich vertikal (4) als auch horizontal (3) durch Bleche ausgesteift. Zur axialen Aussteifung sind Bleche (8) vertikal an die U-Profile (5) und (6) angeschweißt. Zusätzlich soll damit die axiale Eigenfrequenz des Rahmens außerhalb des Betriebsbereiches des Prüfstandes liegen, um eine Verstärkung der axialen Anregung durch den Rotor zu vermeiden. Da das Lager 1 ein Summenaxialspiel von 0,5 mm aufweist, belasten axiale Schwingungen des LP-Spools bis zu diesem Wert das Festlager des Motors (bei exakt mittig sitzendem Lager). Dieser ist elastisch über die Kupplung mit dem Rotor verbunden. Ein Anschlagen des Lagers könnte zur Erregung des Rahmens führen und somit die Motorlager beschädigen. Zur Verhinderung der Verkipfung des Lagergehäuses sind vertikale Halterungen (2) montiert, die einen kleinen definierten Abstand zum Gehäuse haben. Durch sie wird eine große Verkipfung des Gehäuses verhindert, ohne jedoch dabei die Abstützungssteifigkeit der Ringfedern zu beeinflussen. Zusätzlich wird überwiegend die vertikale Biegesteifigkeit des Rahmens vergrößert.

4.2.1.5.2 Innerer Rahmen Lager 2 und 3

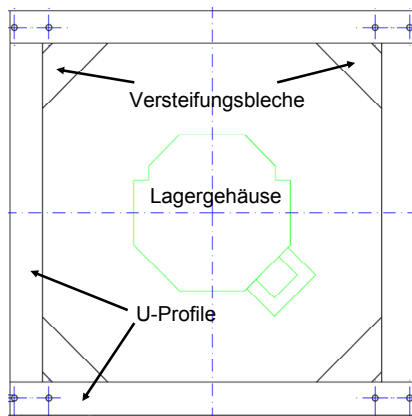


Bild 4.14: Innerer Rahmen Lager 2, 3

Die inneren Rahmen von Lager 2 und Lager 3 sind identisch und im Bild 4.14 dargestellt. Sie bestehen jeweils aus vier nach außen gerichteten U-Profilen (UPN 100, DIN 1026), die miteinander verschweißt sind. In ihren inneren Ecken sind doppelte Versteifungsbleche eingeschweißt. Die Grundkonstruktion entspricht somit dem Rahmen von Lager 1. Dies gilt auch für die Implementierung und Ausrichtung der Halterungen für die Ringfedern (siehe 4.2.1.5.1). Der innere Rahmen wird in der Mitte, am Angriffspunkt der Ringfedern, der Profile durch Keilschuhe gegenüber dem äußeren Rahmen gelagert. Abweichend dazu wird am Lager 2 der untere Bereich durch zwei Keilschuhe in einem symmetrischen Kantenabstand von 70 mm zur Mitte gelagert, wodurch sich ein verkürzter Biegebalken ergibt. Die entstehende Lücke in der Mitte dient zur Integration eines hydraulischen Hochdruckaktors, der im Normalzustand keinen Kontakt zum äußeren Rahmen aufweist. Am inneren Rahmen von Lager 3 befindet sich diese abweichende Abstützung am oberen Profil. Die Aktoren dienen der Realisierung eines von außen auf den LP-Spool wirkenden vertikalen gyroskopischen Moments, durch die Erzeugung einer dazu äquivalenten Biegelinie des Rotors. An den Stirnseiten der Rahmen werden jeweils 2 vertikale Stahlführungen befestigt, die mit dem äußeren Rahmen verbunden werden. Diese Führungen sollen eine Schiefstellung der inneren Rahmen bei der Einleitung der Aktorkräfte verhindern.

Der innere Rahmen hat aufgrund seiner Lagerung durch die Keilschuhe eine anisotrope Steifigkeit. Die höchste Nachgiebigkeit weisen hierbei die U-Profile auf, bei denen die Keilschuhe nicht in direktem Kraftfluss zu den Ringfedern - also außermittig - angeordnet sind. Dies betrifft die vertikalen Richtungen. Bei der Verwendung der Ringfedern wirkt sich diese Anisotropie nur gering aus, da sich die Steifigkeit in einer Richtung zuerst durch eine Reihenschaltung von Ringfeder und Balken ergibt, wobei die wesentlich geringere Steifigkeit der

Ringfeder dominiert. Dieser Anteil wird dann mit der gegenüberliegenden Steifigkeit in einer Parallelschaltung zur Bestimmung der Gesamtsteifigkeit verwendet.

Für die Steifigkeiten der Rahmenseiten, wo sich die Keilschuhe im direkten Kraftfluss mit den Ringfedern befinden, werden die Steifigkeiten der Keilschuhe mit 270 kN/mm angenommen, da der Rahmen dabei nicht auf Biegung beansprucht wird. An den vertikalen Rahmenbalken, wo sich die außermittigen Keilschuhe befinden (Lager 2 unten, Lager 3 oben), wird eine Steifigkeit von 150 kN/mm errechnet.

4.2.1.5.3 Äußerer Rahmen Lager 2 und 3

Der äußere Rahmen von Lager 2 und 3 besteht aus nach außen gerichteten U-Profilen (UPN 280, DIN 1026), die an den Ecken miteinander verschweißt sind. Das untere Profil wird auf

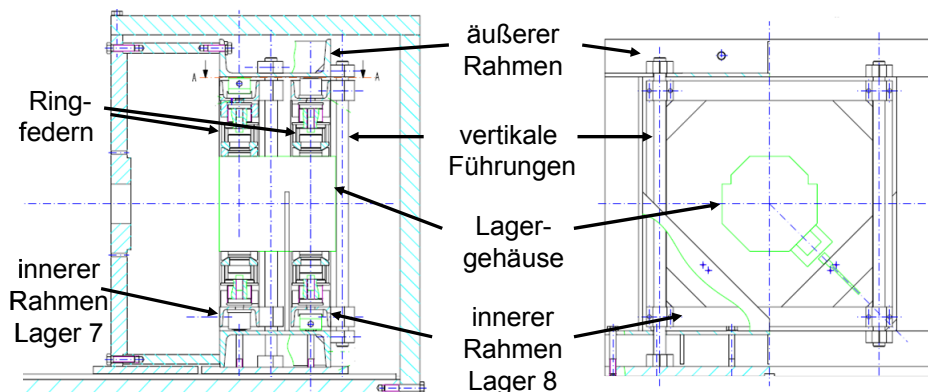


Bild 4.15: Links: Rahmen Lager 2 und 3 eingebaut; Rechts: Rahmen montiert ohne Ringfedern einer Stahlplatte mit 12 Schrauben (M16) befestigt. Zusätzlich ist in der Stahlplatte eine Nut eingebracht, die der Fixierung des Rahmens in der Axialrichtung des Prüfstandes dient. Die Stahlplatte ist wiederum mit 8 Schrauben (M16) in den Befestigungsnuten des Prüfstandes montiert. In die oberen Elemente des Rahmens sind außen mittig in den U-Profilen Versteifungsbleche quer eingeschweißt, um eine Erhöhung der Biegesteifigkeit zu erzielen. Im unteren Segment des Rahmens sind leicht außermittig des Profils zwei Dreiecke eingeschweißt, die sowohl zur Montage von Sensoren dienen, sowie die Funktion einer Aussteifung erfüllen. Die Bleche sind massiv mit einer Stärke von 10 mm ausgeführt, um den Einfluss der Eigendynamik der Sensorhalterung auf die Messergebnisse gering zu halten. Aufgrund dieser Konstruktion besitzt der äußere Rahmen eine anisotrope Steifigkeit. Bei einer späteren Messung ergaben sich die Rahmensteifigkeiten an der oberen vertikalen Position zu 200 kN/mm . Die horizontalen Steifigkeiten wurden jeweils mit 2 MN/mm berechnet. Für die untere vertikale Steifigkeit ergab eine Abschätzung 10 MN/mm . Bei der Verwendung mit Ringfedern wirkt sich die Anisotropie jedoch kaum aus.

4.2.1.6 Steifigkeit der Lagerabstützung

Das Gehäuse von Lager 1 und Lager 2, 3 wird mit Ringfedern abgestützt. Der Grund dafür

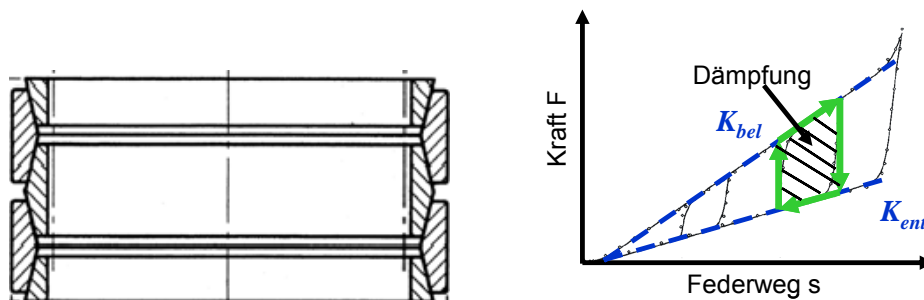


Bild 4.16: links: Ringfederpaket; rechts: Kraft-Weg-Diagramm einer Ringfeder

ist die geringe Baugröße in Kombination mit der starken Dämpfung. Die Ringfedern dienen als Sicherheitsmaßnahme bei Ausfall der SFDs, um weiterhin Dämpfung in das System einzubringen. Dabei wird die Sicherheit durch ein weiteres nichtlineares Element im Prüfstand erkaufte. Die Ringfedersäulen bestehen aus abwechselnden aufgeschichteten Innen- und Außenringen mit doppelkegelig geformten Seiten, Bild 4.16 links. Bei Belastung verschieben sich die Ringe ineinander, wobei eine Aufweitung der Außenringe und ein Zusammenpressen der Innenringe erfolgen. Bei der Bewegung entlang der Kegelflächen entstehen trotz Schmierung erhebliche Reibungskräfte. Als Schmiermittel wird Molybdändisulfid (MoS_2) verwendet. Durch die Schmierung ist ein Betrieb bei höheren Frequenzen ohne die Überschreitung der thermischen Belastbarkeit der Ringfedern gegeben. Die Ringfederkombinationen in Tabelle 4.1 wurden gezielt so gewählt, um die entsprechenden Abstützungssteifigkeiten der Lager im Vergleichstribwerk zu erhalten. Zusätzlich ermöglichen die Ringfedern eine Anpassung der Steifigkeiten durch Änderung der Anordnungen der Ringfedern.

Beim Belasten wirken die Reibkräfte der Federn der Belastung entgegen, wodurch sich mit steigendem Reibwert die Belastungssteifigkeiten K_{bel} (4.11) erhöhen. Beim Entlasten reduzieren die Reibkräfte die Rückstellkräfte, wodurch eine Verringerung der Entlastungssteifigkeiten K_{ent} (4.12) entsteht, Tabelle 4.2. Die resultierende Gesamtsteifigkeit K_{res} (4.13) wird dabei von der Variation des Reibwertes kaum beeinflusst. Die Verlustarbeit entsteht zwischen diesen beiden Verläufen und beschreibt eine Hysteresekurve, Bild 4.16 rechts. Weiteres ist den Büchern von Meissner ([Mei93], [Mei07]) zu entnehmen, wobei die Unterlagen der Ringfeder VBG GmbH auch sehr hilfreich sind ([RiD04], [RiF04]).

In Tabelle 4.1 sind die Kenndaten der verwendeten Ringfedern mit einer Beispielrechnung für einen Reibwert von 0,165 angegeben. Aufgrund des offenen Einbaus der Ringfedern zeig-

	Lager 1		Lager 2 oder 3
	7000er Serie	9000er Serie	9000er Serie
Segmenthöhe, h	14 mm	18 mm	18 mm
Halbkegelwinkel, β	14°	14°	14°
Außendurchmesser, D_a	70 mm	90 mm	90 mm
Innendurchmesser, D_i	58,2mm	75,5mm	75,5 mm
Federweg je Segment, s_e	1,6 mm	2 mm	2
Segmentanzahl, n	3	3	4
Reibwert, μ	0,165	0,165	0,165
Reibwinkel, $\rho = \arctan(\mu)$	9,369°	9,369°	9,369°
E-Modul	210.000 N/mm ²	210.000 N/mm ²	210.000 N/mm ²
Steifigkeit-Belastung, K_{bel}	15.265 N/mm	18.682 N/mm	11.449 N/mm
Steifigkeit-Entlastung, K_{ent}	2.861 N/mm	3.502 N/mm	2.146 N/mm
K_{bel}, gesamt	33.947 N/mm		10.087 N/mm
K_{ent}, gesamt	6.363 N/mm		3.327 N/mm
K-Lager, resultierend	40.310 N/mm		13.595 N/mm
K-Lagergehäuse, resultierend	40.310 N/mm		27.190 N/mm

Tabelle 4.1: Daten der Ringfedern und berechnete Steifigkeiten der Lagerabstützungen

te sich in späteren Versuchen, dass das Schmiermittel teilweise durch die Leckage der Ölschmierung der Lager ausgewaschen wird. Somit sind Reibwerte von 0,04 (ideale Schmierung) bis 0,25 (Selbsthemmung) möglich. Da die Realität dazwischen liegen wird, wurden die obigen Beispielrechnungen mit 0,165 durchgeführt, wobei der Standardwert bei 0,12 liegt. Der Wert von 0,165 wurde durch eine Optimierung der Ringfederparameter durch spätere Messläufe bestimmt.

Die Federpakete am Lager 1 werden beidseitig jeweils mit 1 mm vorgespannt, wodurch sich eine resultierende Vorspannkraft von ca. 40 kN einstellt. Beim Lager 2 und 3 werden beidseitig jeweils die Federn um 1,5 mm vorgespannt, wodurch sich eine resultierende Vorspannkraft pro Lager von ca. 20 kN ergibt. Der Federweg soll im Betrieb immer kleiner als der Vorspannweg sein, um ein Abheben zu vermeiden. In diesem Fall wäre noch eine Feder

Reibwert, μ	0,04	0,12	0,165	0,2
Lager 1, K_{bel} gesamt, N/mm	22.959	29.910	33.947	37.153
Lager 1, K_{ent} gesamt, N/mm	16.283	9.865	6.363	3.691
Lager 1, K_{res} , N/mm	39.242	39.775	40.310	40.844
Lager 2, K_{bel} gesamt, N/mm	7.743	10.087	11.449	12.530
Lager 2, K_{ent} gesamt, N/mm	5.492	3.327	2.146	1.245
Lager 2, K_{res} , N/mm	13.235	13.414	13.595	13.775
Gehäuse Lager 2 und 3, K_{res} , N/mm	26.470	26.828	27.190	27.550

Tabelle 4.2: Einfluss der der Reibwerte

wirksam und die andere würde abheben, wobei eine Verkeilung von Teilen der Federn möglich wäre. Beim nachfolgenden Kontakteintritt würde ein starker Stoß in das System eingeleitet werden, was als Folge eine zusätzliche Breitbanderregung hätte.

$$K_{bel} = \frac{\pi h E \tan(\beta) (D_a - D_i) \tan(\beta + \rho)}{2 n (D_a - D_i)} \quad (4.11)$$

$$K_{ent} = \frac{\pi h E \tan(\beta) (D_a - D_i) \tan(\beta - \rho)}{2 n (D_a - D_i)} \quad (4.12)$$

$$K_{res} = K_{bel} + K_{ent} \quad (4.13)$$

4.2.1.7 Berstschutz

Als Sicherheitsvorrichtung im Falle eines Berstens der Turbine wird ein mehrstufiger Berstschutz konstruiert. Beim strukturellen Versagen der Turbine wird angenommen, dass sie in drei gleich große Teile auseinander bricht. Dies entspricht dem in der Entwicklung von Flugtriebwerken angenommenen Versagensfall. In der folgenden Tabelle 4.3 sind zur Gesamtmasse und zu $\frac{1}{3}$ der Masse (Berechnungsgrundlage beim Versagen) der Turbine die zugehörigen Massenträgheitsmomente und Rotationsenergien angegeben.

Masse	Massenträgheitsmoment		Rotationsenergie bei	
	Θ_{xx} , Drehachse	Θ_{yy} , Querachse	9.000 min ⁻¹	10.000 min ⁻¹
105 kg	3,8 kg m ²	2,0 kg m ²	1,7 MJ	4,2 MJ
35 kg	1,27 kg m ²	0,67 kg m ²	0,57 MJ	1,4 MJ

Tabelle 4.3: Daten der Turbine zur Berechnung der Rotationsenergie

Die Abschätzung zur Auslegung des Berstschutzes gestaltet sich sehr schwierig. Industriell werden sogenannte Berstprüfstände verwendet. Sie bestehen aus ineinander liegenden Stahlrohren, deren Zwischenräume auch mit Sand ausgefüllt sein können. Der Rotor wird hierbei in vertikaler Anordnung betrieben und künstlich zum Bersten gebracht. Die Stahlteile werden dabei in die umgebenden Rohre geschleudert, woraufhin diese die Energie in Form von Rotations- und Translationsenergie aufnehmen. Die Rohre schlagen aneinander und werden anschließend für neue Versuche wiederverwendet. Hierbei kommt den lokalen Verformungen eine erhebliche Bedeutung zu.

Bei der Materialwahl ist darauf zu achten, dass eine genügend hohe Duktilität besteht, um einen Spröbruch zu vermeiden. Dabei wird die Energie plastisch abgebaut. Zusätzlich muss das Material genügend Festigkeit besitzen, damit eine Durchdringung durch ein einzelnes

Stahlbauteil verhindert werden kann. Die Wahl fällt dabei auf den normalen Baustahl St37. Diese Kriterien sind in [Hag73] nachzulesen. Die zur Konstruktion führenden Überlegungen fanden durch den damaligen Obergeringenieur des Instituts - Herrn Dr. Oldendorf - in Zusammenarbeit mit den Erfahrungswerten einer kommerziellen Auswuchtfirma statt. Der umgebene Berstschutz sollte sich zudem sehr nah an dem gefährdeten Bauteil befinden, um direkt nach dem Versagen in Kontakt zu treten.

Die Überlegung, dass Berstteile radial wie auch axial entweichen können, führte auf das folgende Konzept in Bild 4.17.

Die Turbine wird möglichst nah mit drei Stahlringen umgeben, die jeweils eine Wandstärke von 25 mm besitzen. Diese Ringe werden miteinander befestigt, wobei diese Befestigung im Schadensfall versagen soll, um eine Rotation der inneren beiden Ringe zu ermöglichen. Der äußere der Ringe wird axial am äußeren Rahmen der Lager 2, 3 und gegenüberliegend an einer Frontplatte befestigt. Die Frontplatte besteht aus 30 mm dickem Stahl. Sie ist auf dem Fundament in axialer Richtung verschiebbar und besitzt eine Bohrung zur Durchführung des LP-Shafts. Der Berstschutz wird von einem äußeren Berstschutz (52 mm dick) abgeschlossen, der mit der Frontplatte und dem Fundament verschraubt wird. Zusätzlich wird er außen am Fundament auf L-Profile abgesetzt.

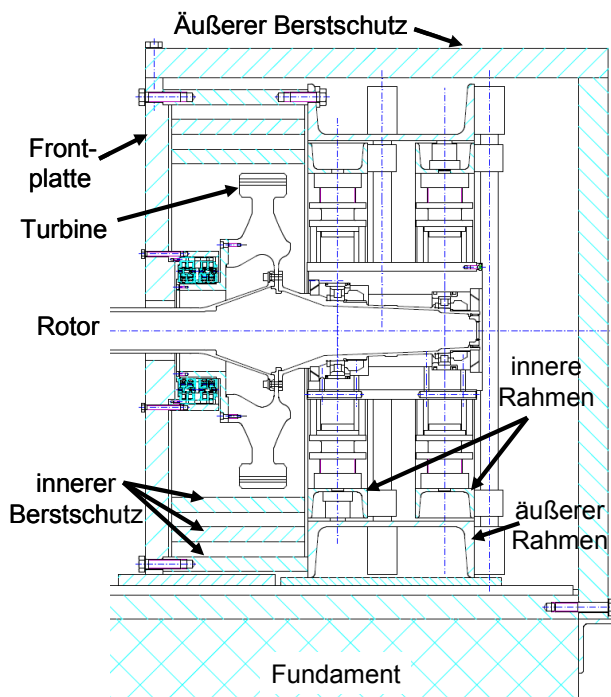


Bild 4.17: Berstschutz Lager 2 bzw. 3

Im Falle des Versagens der Turbine, werden die Bruchstücke auf die Berstschutzringe - aufgrund der tangentialen Geschwindigkeitskomponente und der Fliehkraft - treffen. Da die tangentielle Geschwindigkeitskomponente deutlich überwiegt, werden die Bruchstücke die inneren Berstschutzringe auch zum Rotieren anregen. Dies ist gewollt, da jegliche Umwandlung in Rotationsenergie die verbleibende translatorische Energie reduziert, die zu einem Durchschlagen der Ringe führen kann. Die verbleibende Energie wird in plastische Verformungen umgewandelt. Die beiden inneren Ringe werden untereinander nur durch M4-Schrauben und einem Füllmaterial gehalten. Als Füllmaterial wird normaler Bauschaum Verwendung finden. Die gering dimensionierten Schrauben versagen im Fall des Berstens der Turbine, wodurch sie den Drehfreiheitsgrad der beiden inneren Ringe freigeben. Die Berechnungen für den Versagensfall erfolgten extern. Sie basierten auf einer Rotationsgeschwindigkeit der Welle von 10.000 min^{-1} . Im Betrieb werden zwar nur maximal 9.000 min^{-1} gefahren, aber der Antrieb könnte theoretisch diese Drehzahl erreichen. Die Berechnungen ergaben, dass beim Abtrennen von $\frac{1}{3}$ der Masse der Turbine bei 10.000 min^{-1} der innerste Ring des Berstschutzes durchschlagen wird. Der zweite Ring wird noch beschädigt, aber nicht durchdrungen. Bei der Berechnung wurden industrielle Erfahrungswerte sowie zusätzliche plastische Berechnungen miteinander verknüpft.

Für Montagearbeiten an den hinteren Lagern kann der äußere Berstschutz ("Würfel") vertikal angehoben werden. Anschließend wird er auf einem Gestell abgelassen, dass sich an der vorherigen Position des "Würfels" befindet. Dabei verändert sich seine axiale Position kaum. Durch das Gestell, wird das Arbeiten unter schwebenden Lasten verhindert. Die vertikale Positionierung des Berstschutzes erfolgt mittels eines elektrischen Kettenzugs, der sich senk-

recht über dem Schwerpunkt des Berstschatzes befindet. Zu diesem Zweck ist eine Ringschraube oben auf dem äußeren Berstschatz befestigt, die sich in der senkrechten Achse durch den Schwerpunkt befindet. Um an die Vorderseite der Turbine zu gelangen, muss die Frontplatte zum Motor hin verschoben werden.

Der Rest der Welle, sowie die Kupplung und der Motor sind von einem 5 mm starken Lochblech umgeben, dass zum Schutz vor sich lösenden Bauteilen z.B. Schrauben im Betrieb die-

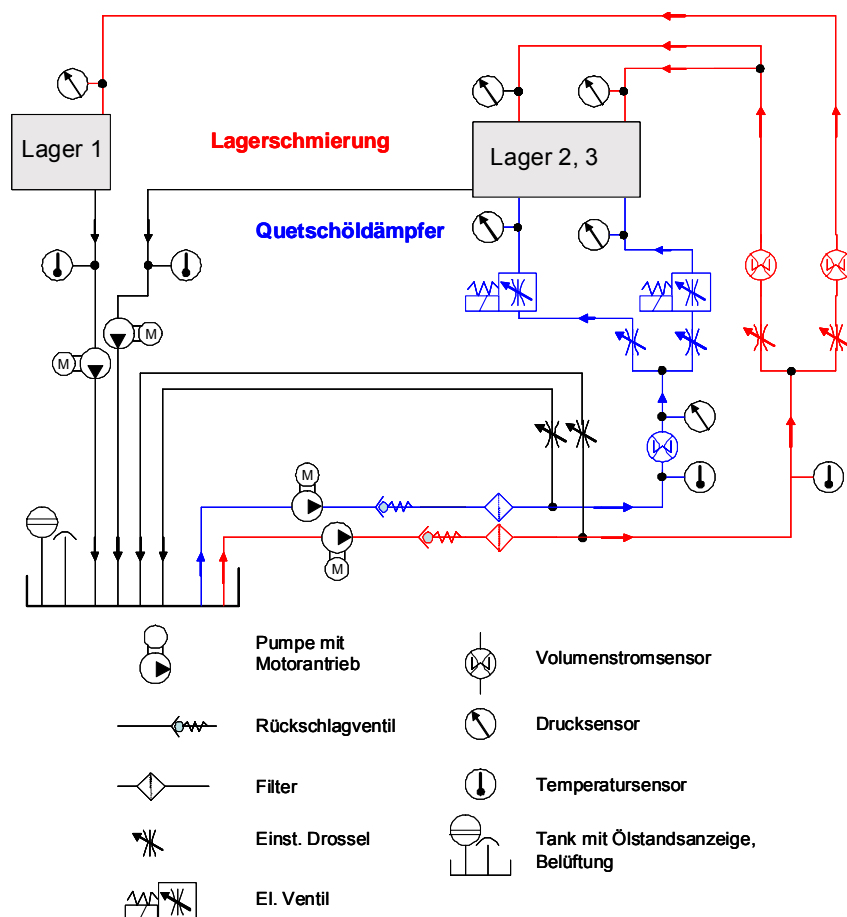


Bild 4.18: Schematischer Ölkreislauf

nen soll. Zusätzlich sind die Bleche innen mit 4 mm starkem Polycarbonat ausgekleidet. Der Grund dafür besteht in einer Abdichtung der Bleche gegen den auftretenden Ölnebel aus den Dichtungen an den Lagern. Der Ölnebel wird mittels einer Ölnebelabsaugung extrahiert.

4.2.2 Hydraulik

4.2.2.1 Ölkreislauf

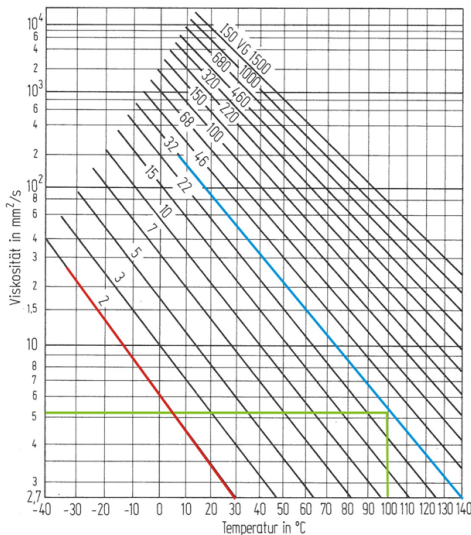
Im Bild 4.18 ist der komplette Ölkreislauf schematisch dargestellt. Es handelt sich um zwei getrennte hydraulische Ölkreisläufe nach dem offenen Prinzip. Ein Ölkreislauf dient der Versorgung der Lager und der andere Kreislauf zur Versorgung der SFDs.

Die beiden Pumpen im Vorlauf werden immer mit der max. Drehzahl betrieben, um die optimale Kühlleistung der Pumpen zu erreichen. Für die verschiedenen Lager und SFDs müssen unterschiedliche Drücke und Durchflussmengen einstellbar sein. Aus diesem Grunde verfügt jeder Kreislauf über ein Bypassventil, mit dem der Druck des gesamten Kreislaufs angepasst werden kann. Wird das Bypassventil langsam geschlossen, kann die Einstellung des gewünschten Druckes für jeden einzelnen Kreislauf getrennt erfolgen. Die Durchflussmengen

für die einzelnen Lagergehäuse können durch weitere Ventile einjustiert werden. Der Druck, als Regelparameter für die SFDs, ist für jeden Dämpfer separat einstellbar.

Das Öl von Lager 2 und 3 und den Dämpfern wird in einem gemeinsamen Rücklauf gesammelt. Ein zweiter Rücklauf ist für das örtlich getrennte Lager 1 vorhanden. Damit ein kontrollierter Rückfluss in den Tank realisiert werden kann, ist in den Rückläufen jeweils eine Saugpumpe installiert, die das Öl aus den Lagergehäusen absaugt.

4.2.2.1.1 Öl



Anh. E.3 Bild 4. Viskositäts-Temperatur-Blatt (ISO VG-Reihe; Kurvenschar mit $VI=100$)

— Mobil Jet Oil II — Mobil Velocite Oil No.3

Bild 4.19: Kin. Viskositäten der Öle, [Dub97]

Bei dem meist verwendeten Triebwerksöl handelt es sich um ein Öl mit einer kinematischen Viskosität von $5,1 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $99 \text{ }^\circ\text{C}$, was einem Öl der Viskositätsklasse ISO VG 32 entspricht. Das Triebwerksöl muss bei Temperaturen von $50 \text{ }^\circ\text{C}$ bis über $140 \text{ }^\circ\text{C}$ einsatzfähig sein. Da der Prüfstand bei einer Öltemperatur zwischen $20 \text{ }^\circ\text{C}$ und $60 \text{ }^\circ\text{C}$ mit einer ähnlichen Viskosität betrieben werden kann, musste für diesen Bereich ein adäquates Ersatzöl gefunden werden. Als Prüfstandsöl wird ein niederviskoses Öl mit der Viskositätsklasse 2 verwendet. Dieses Öl wurde gewählt, damit der Prüfstand bei niedrigeren Temperaturen mit einem Öl vergleichbarer Viskosität wie bei den hohen Betriebstemperaturen eines Triebwerks verwendet werden kann. Das Öl wurde speziell für feinstgepaste, schnell laufende Spindellager in Werkzeugmaschinen entwickelt. Es zeichnet sich durch eine gute Oxidationsfähigkeit aus, was dabei hilft Ablagerungen zu vermeiden

und die Öllebensdauer zu verlängern. Wichtig ist der sehr gute Rost- und Korrosionsschutz, damit die mit dem Öl in Kontakt stehenden Prüfstandskomponenten keine Beeinträchtigung erfahren. Ein Vergleich des Viskositäts- und Temperaturverhaltens beider Öle ist im Bild 4.19 zu sehen, wobei die Viskosität des VG 2 Öls bei $30 \text{ }^\circ\text{C}$ mit der des VG 32 Öls bei $140 \text{ }^\circ\text{C}$ übereinstimmt. Die kinematische Viskosität von $5,1 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei $99 \text{ }^\circ\text{C}$ wird von dem VG 32 Öl erfüllt, was beim Prüfstandsöl einer Temperatur von $5 \text{ }^\circ\text{C}$ entspricht. Da die Betriebstemperatur des Triebwerks bei ca. $140 \text{ }^\circ\text{C}$ liegt, wird der Prüfstand bei ca. $30 \text{ }^\circ\text{C}$ mit einer kinematischen Viskosität von ca. $2,7 \text{ mm}^2/\text{s}$ betrieben.

Für optionale Hochtemperaturvergleiche kann das Öl durch einen Tauchsieder im Öltank auf maximal $60 \text{ }^\circ\text{C}$ erwärmt werden. Der Tauchsieder besitzt eine Leistung von 4.650 W , bei einer Leistungsdichte von max. $0,7 \text{ W}/\text{cm}^2$. Der Tauchsieder wurde speziell für den verwendeten Tank angefertigt. Seine Leistungsdichte ist dabei genau auf das Öl abgestimmt. Bei einer höheren Leistungsdichte würden zuerst die Additive zerstört und später die langkettigen Kohlenwasserstoffverbindungen des Öls selber gecrackt² werden.

4.2.2.1.2 Tank

Der Stahltank besitzt ein Fassungsvermögen von 240 l . Durch das große Volumen soll eine luftblasenfreie Ölsaugung gewährleistet werden, da das Öl nach dem Rücklauf von den Lagern stark aufgeschäumt zurückfließt. Die Ansaugleitungen befinden sich in einem Abstand zum Tankboden, der dem doppelten Durchmesser der Ansaugrohre entspricht. Die Rückführung des Öls erfolgt von oben auf das Ölniveau im Tank. Dabei hat der Rückführungsschlauch keinen Kontakt mit dem Öl im Tank, um das Auslaufen des Tanks bei einer

²thermisches Cracken, Aufspaltung langkettiger Kohlenwasserstoffe zu kurzkettigen

Leckage im Rückflusstrang nach außen hin zu verhindern. Auf die Abdeckplatte des Tanks sind die Pumpen für die Ölversorgung montiert. Der Tank besteht aus 5 mm dickem Stahlblech und befindet sich in einem Sicherheitsauffangbehälter, der im Falle einer Leckage des Tanks dessen Öl vollständig aufnehmen kann. Zur optischen Kontrolle des Füllstandes ist eine Füllstandsanzeige mit integriertem Thermometer an der Seitenwand des Tanks befestigt. Eine größere Leckage im Betrieb kann durch einen elektrischen Niveauwächter im Tank erfasst werden. Sein Signal ist sicherheitsrelevant und wird deshalb durch das Datenerfassungssystem gemeldet.

4.2.2.1.3 Vorlaufpumpen

Die Zahnradpumpen als Pumpen-Motoreinheiten sind auf der Abdeckplatte des Tanks montiert. Eine mögliche Variation ihrer Drehzahl kann durch Frequenzumrichter erfolgen. Hierbei ist die Drehzahl für die Kühlung der Motoren zu beachten, die durch ein starr mit der Welle verbundenes Lüfterrad gewährleistet wird. Die Zahnradpumpe die zur SFD-Versorgung dient, kann ein Volumen von 5,1 cm³/U fördern. Die Pumpe wird dabei mit 1.450 min⁻¹ betrieben und kann ein max. Volumen von 7,395 l/min bei 5 bar Last fördern.

Für den Lagerkreislauf wird ebenfalls eine Zahnradpumpe eingesetzt, die ein max. Volumen von 11,7 cm³/U fördern kann. Dies ergibt bei einer Nenndrehzahl von 1.450 min⁻¹ ein Fördervolumen von 16,7 l/min bei 5 bar Last.

Beide Pumpen enthalten druckseitig jeweils eine Bypassleitung, die zurück zum Tank führt. Mit den Bypässen kann manuell der Druck für die Lager und SFDs eingestellt werden. In späteren Tests stellte sich heraus, dass nur der Betrieb der Pumpen bei Nenndrehzahl empfehlenswert ist. Der Grund dafür liegt in dem mit der Pumpenwelle verbundenen Lüftungsrad, welches bei niedrigeren Drehzahlen eine unzureichende Luftkühlung liefert.

4.2.2.1.4 Rücklaufpumpen

Der Rücklauf wurde mit ½“ Schläuchen versehen, wobei anfangs nicht klar war, ob dies allein einen Rückfluss in den Tank auf Basis der Schwerkraft ermöglichen würde. Es stellte sich jedoch die Notwendigkeit einer aktiven Absaugung heraus.

Der Rücklauf erfolgt durch Kreiselumpen, da sie auch mit einem Luft-Öl-Gemisch auf Dauer lauffähig sind. Die Pumpen sind selbst ansaugende Kreiselumpen mit einer Förderleistung von 2 – 12,5 l/min, die aber auch unter 1 l/min liegen darf. Ihre Leistung beträgt 0,15 kW bei 2.900 min⁻¹ und sie wurden in einer 400 V Konfiguration geordert. Eine Pumpe dient der Absaugung des Öls von Lager 1 und die zweite Pumpe saugt das Öl vom Gehäuse von Lager 2 und 3 ab, was die Lagerschmierung und die SFDs einschließt. Das angesaugte Öl wird an der Druckseite der Kreiselumpen wieder in den Tank befördert. Die Pumpen sind beidseitig mit Absperrschiebern versehen, um einen schnellen Austausch durch eine Ersatzpumpe zu ermöglichen. Zusätzlich sind auf der Saugseite Manometer installiert, um die Funktionsfähigkeit zu kontrollieren.

Einen großen Vorteil bringt die Installation von transparenten Schläuchen für den Rücklauf von den Lagern zu den Pumpen, da damit der Ölrückfluss sofort visuell kontrollierbar ist.

4.2.2.1.5 Ölnebelabsaugung

Die Abdichtung der mit Öl versorgten Bereiche erfolgt mit kontaktlosen Metalledichtungen, die eine Leckage an der Außenseite verursachen. Die Leckage nimmt mit steigender Drehzahl zu, wobei das Öl auf die sich drehenden Wellenteile läuft und in die Luft geschleudert wird. Dies erzeugt einen starken Ölnebel, der zusätzlich mit größeren Öltropfen versetzt ist. Zur Absaugung des Ölnebels findet eine Ölnebelansaugung Verwendung. Sie saugt den Ölnebel an zwei Stellen des Prüfstandes ab. Einmal an den Lagern 2 und 3, wobei sie an das Gehäuse des dortigen Berstschatzes angeflanscht ist. Der zweite Anschluss befindet sich in der Nähe von Lager 1, wo sie an den mit Polycarbonat ausgekleideten Lochblechschutz der Welle an-

geschlossen ist. Die Ölnebelabsaugung eignet zur Absaugung von Nebel und Dämpfen aus Emulsionen und reinem Öl. Die Nebelabsaugung ist mit einer Doppelzentrifuge zur Ölabscheidung und mit vier weiteren Filterstadien (2 dynamische und 2 statische) ausgestattet. Es wird eine Filterung von bis zu $0,5\ \mu\text{m}$ großen Partikeln erreicht. Das abgeschiedene Öl wird in einem separaten Behälter gesammelt und wieder dem Öltank zugeführt. Die Absaugung hat ein max. Saugvolumen von $1.800\ \text{m}^3/\text{h}$ und eine elektrische Leistungsaufnahme von $2,2\ \text{kW}$.

Die Absaugung ist durch ein Gestell auf dem Prüfstand montiert, wodurch sie sich $1,5\ \text{m}$ oberhalb des Antriebs befindet. Insgesamt ergibt sich somit eine Höhe über dem Hallenboden von ca. $3\ \text{m}$.

4.2.2.1.6 Filter und Ventile

In den beiden Hauptvorläufen des Ölkreislaufs sind Hochdruckfilter integriert, die Partikel bis zu einer Größe von $10\ \mu\text{m}$, sogenannte Feinverschmutzungen, herausfiltern können. Die Filterung der Feinstpartikel ist für die Lebensdauer der Lager und der Pumpen wichtig, aber auch für die Funktion der SFDs. Die SFDs haben nur einen radialen Spalt von $130\ \mu\text{m}$, weshalb sich größere Partikel sehr nachteilig auswirken können. Weiterhin wird dadurch die Funktionsfähigkeit aller Ventile und anderer hydraulischer Komponenten sichergestellt.

Es kommt eine Vielzahl von Ventilarten mechanischer und auch elektrischer Art zur Anwendung, die in dem Bild 4.18 zu erkennen sind.

4.2.2.1.7 Sensoren im Ölkreislauf

Zur Erfassung der Zustände des Öls sind verschiedene Sensoren in beiden hydraulischen Kreisläufen installiert, Bild 4.18. Direkt vor den Düsen für die Lagereinspritzung und den Einspritzdüsen für die SFDs sind Drucksensoren installiert, um den dort herrschenden Druck direkt vor dem Einlauf zu messen. Die Öltemperatur wird auf der Vorlauf- und Rücklaufseite des hydraulischen Kreislaufs gemessen. Ein Volumenstromsensor dient der Messung der Durchflussmenge für die Dämpfer. Für beide Lagergehäuse wird zusätzlich jeweils ein Volumenstromsensor verwendet, um die empfohlenen Ölströme zur Schmierung und Kühlung zu überwachen.

4.2.2.2 Hochdruckhydraulik

Für die optionale Realisierung des wirkenden äußeren gyroskopischen Momentanteils auf den LP-Spool, werden zwischen den inneren und dem äußeren Rahmen an den Lagerstellen 2 und 3 Kräfte mittels Hochdruckhydraulikaktoren eingeleitet.

Mit den Pumpen soll maximal ein Moment von $4.500\ \text{Nm}$ auf den Spool erzeugt werden. Bei einem Abstand der Lager von $180\ \text{mm}$ führt dies zu einer Kraft pro Aktor von $25\ \text{kN}$. Es kommen dabei zwei Aktoren zum Einsatz. Sie besitzen einen max. Hub von $12\ \text{mm}$ und eine max. Kraft von $101\ \text{kN}$. Das Ölvolumen beträgt $18\ \text{cm}^3$ bei einer wirksamen Kolbenfläche von $14,5\ \text{cm}^2$. Mit der max. Kraft und der Kolbenfläche gelangt man zu einem max. Druck von ca. $700\ \text{bar}$. Als Pumpen wurden zwei Handpumpen gewählt. Hierbei handelt es sich um zweistufige Pumpen mit einem minimalen Fördervolumen pro Kolbenhub von $0,90\ \text{cm}^3$. Zusätzlich durften die Dimensionen der Aktoren den verfügbaren Bauraum zwischen den Rahmen nicht überschreiten.

4.2.3 Elektronik

4.2.3.1 Leistungselektronik

Im Bild 4.20 sind die Positionen der einzelnen Prüfstandskomponenten schematisch in der Draufsicht dargestellt.

Im Schaltschrank (1) ist der Frequenzumrichter untergebracht, mit dem die Motorregelung des Asynchronantriebs ermöglicht wird. Der Frequenzumrichter kann eine max. Leistung von 35 kW zur Verfügung stellen. Weiterhin sind in diesem Schaltschrank zusätzliche Bremswiderstände von 5 kW und 20 kW installiert, die, über einen sogenannten Bremschopper, die Leistung über einen Zwischenkreis am Motor abgreifen. Der Schaltschrank ist im unteren Bereich mit Belüftungsgittern ausgestattet und hat am Deckel eine elektrische Luftansaugung, so dass eine Luftströmung zur Kühlung von unten nach oben erfolgen kann. Weiterhin sind dort auch die Frequenzumrichter der beiden Ölspeispumpen untergebracht, sowie die gesamten Motorschutzschalter für Pumpen und Absaugung, die Notrelais und die elektrische Hauptschaltung. Auf der Fronttür des Schaltschranks sind der Haupt- und ein Notausschalter des Prüfstands, sowie die Hauptschalter der Saug- und Speisepumpen und der Ölnebelabsaugung installiert.

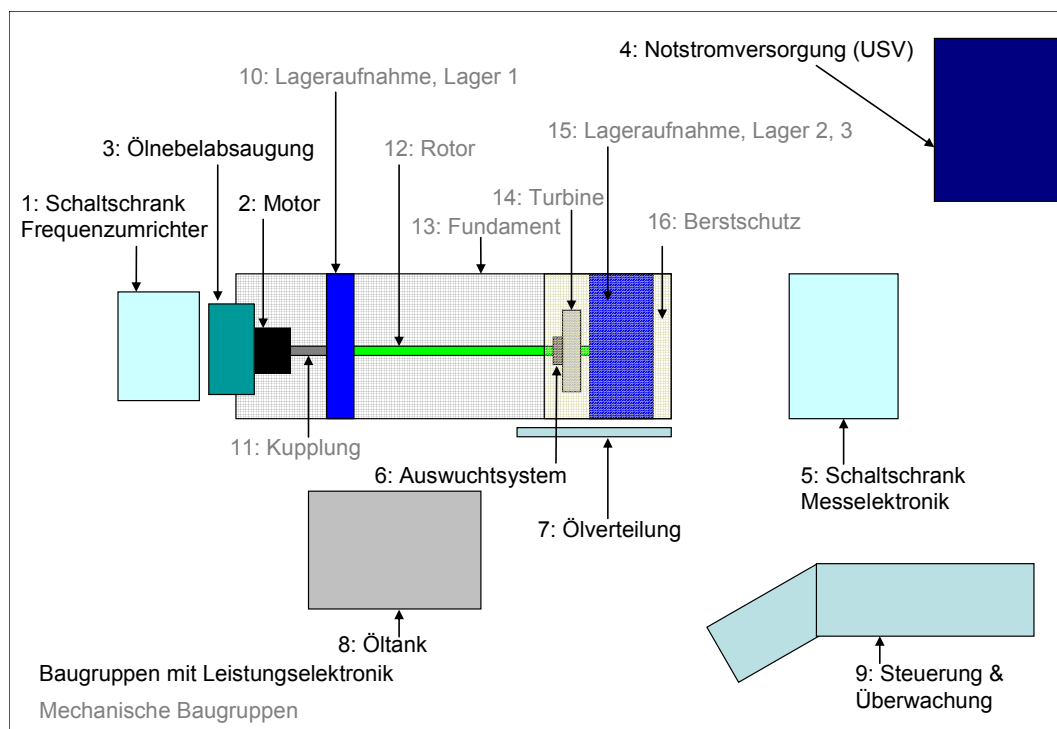


Bild 4.20: Schematischer Prüfandaufbau

Der Schaltschrank (1) wird mit 400 V Wechselspannung aus der kontinuierlich arbeitenden Notstromversorgung (4) gespeist. Diese 400 V werden von Kreislumpen, die das Öl aus den Lagern absaugen, der Ölnebelabsaugung (3) und vom Frequenzumrichter benötigt. Innerhalb des Schaltschranks wird die Spannungsversorgung in eine zusätzliche 230 V Wechselspannung aufgeteilt. Mit ihr werden die restlichen elektrischen Komponenten des Prüfstands mit Spannung versorgt. 230 V benötigen die Frequenzumrichter der Ölspeispumpen für die Schmierölversorgung (8), sowie der Schaltschrank der Messelektronik (5) und das 24 V Netzgerät für die Regelung des Frequenzumrichters des Antriebs. Die Sicherungen für die spannungsführenden Leitungen befinden sich ebenso im Schaltschrank (1).

Im Schaltschrank (5) befindet sich die gesamte Messelektronik des Prüfstands. Hierzu gehören der Messrechner mit Messkarten, die zugehörigen Anschlussblöcke, die Elektronik für die Sensoren und die beiden Ansteuerungseinheiten für die aktiven Auswuchtssysteme (6). Auf dem Schaltschrank befindet sich eine Klimaanlage, um die Temperatur im Schrank während der Messungen konstant zu halten. Im Schrank befindet sich ein Luftverteilungssystem, um eine gleichmäßige Temperaturverteilung durch die Klimaanlage zu gewährleisten.

Die Steuerung und Überwachung (9) des Prüfstandes erfolgt an einem Arbeitsplatz, der u.a. über zwei Monitore mit dem Messrechner verbunden ist. Zusätzlich verfügt der Arbeitsplatz über einen Notausschalter.

Der wassergekühlte Asynchronmotor des Antriebs (2) ist durch ein doppelt geschirmtes Motorkabel mit dem Frequenzumrichter verbunden. Er beschleunigt und bremst den LP-Spool auf die jeweils gewünschte Drehzahl. Der Motor verfügt über eine Leistung von 15 kW und einem Drehmoment von 14 Nm. Kurzzeitig ist eine Spitzenleistung von 35 kW realisierbar. Die beschränkende Größe ist dabei der Frequenzumrichter, da der Motor zwar kurzzeitig 52 kW leisten kann, aber der Frequenzumrichter nur eine max. Leistung von 35 kW erlaubt. Der Motor wird von einer Prozesskälte mit ca. 6°C gekühlt. Im Abbremsbetrieb werden die Bremswiderstände in den Zwischenkreis des Frequenzumrichters geschaltet, wodurch über sie die überschüssige Energie dissipiert werden kann. Die beiden elektrisch schaltbaren Ventile der Ölverteilung der SFDs (7) können direkt vom Messrechner aus angesteuert werden.

Die Notstromversorgung (USV) (4) hat eine Abgabeleistung von 20 kW. Das 3-phasige, statische USV-System in Dauerwandlertechnologie besitzt dabei eine kleinste Autonomiezeit von 10 min. Die Leistung ist ausreichend, da bei Stromausfall nicht mehr beschleunigt, sondern nur noch abgebremst wird. Die Gesamtleistung der verbleibenden Verbraucher liegt unter 20 kW, so dass die Autonomiezeit von 10 min zum Abbremsen ausreichend ist. Ein Stromausfall wird von der USV über eine eingebaute Relaiskarte mit einer RS 232-Schnittstelle an den Messrechner weitergeleitet.

4.2.3.2 Sensorik

4.2.3.2.1 Sensorübersicht

Der Umfang und der Aufbau der Sensorik ist aufgrund der vielen Aufgaben des Prüfstandes sehr komplex. Es werden für alle Versuche die vorgeschriebenen Daten, wie z.B. von Wegen, Geschwindigkeiten, Temperaturen, Drücke, Winkel, Drehzahlen, an verschiedenen Orten gemessen und erfasst, wobei sich dabei über 60 Sensorkanäle für das Datenerfassungssystem ergeben. Die Speisung der Sensoren erfolgt durch 24 V Spannungsversorgungen. Eine Übersicht über die am Prüfstand verwendeten Sensoren ist in der Tabelle 4.4 wiedergegeben.

Kanäle	Messsignal	Beschreibung	Position	Signal für PC
8	Weg	Wirbelstrom	Rotor, radial	analog in
1	Weg	Wirbelstrom	Rotor, axial	analog in
6	Beschleunigungen	piezoelekt. Prinzip	Lagergehäuse	analog in
2	Temperatur	PT-100, Dünnschicht	SFD	analog in
6	Temperatur	PT-100, Dünnschicht	Lager 1, 2, 3	analog in
1	Temperatur	PT-100, Dünnschicht	Kühlung, Motor	analog in
4	Temperatur	PT-100	Ölkreislauf	analog in
1	Temperatur	Infrarot	Motorwelle	analog in
3	Drehzahl	opt. m. Lochplatte	Motor	digital in
3	Druck	DMS	Lager	analog in
3	Druck	DMS	SFD	analog in
2	Druck	DMS	hydr. Aktoren	analog in
1	Motor FU	Drehzahlvorgabe	Frequenzumrichter	analog out
2	Motor FU	Betriebszustände FU	Frequenzumrichter	digital in
1	Motor FU	Notschalter	Frequenzumrichter	digital out
3	Volumenstrom Öl	Halleffekt	Verteilerplatte	digital in
1	Aut. Auswuchtsystem	Notschalter	Dummy Turbine	digital out
3	Notstromversorgung	Betriebszustände		digital in
6	Weg	Induktiv	Federpakete	analog in
2	Weg	Induktiv	Lagergehäuse 1	analog in
2	ÖlfILTER	Verstopfungsanzeige	Verteilerplatte	digital in
2	elektr. Ventile	sperrten SFD	Verteilerplatte	digital out
1	Niveauwächter	Füllstandskontrolle	Tank	digital in

Tabelle 4.4: Übersicht der Sensoren

4.2.3.2.2 Wirbelstromsensoren

Die Wirbelstromsensoren dienen der Erfassung von schnell schwingenden metallischen Objekten. Sie erzeugen ein hochfrequentes magnetisches Feld von 18 kHz. Sie werden zur Erfassung der Orbits des Rotors verwendet.

Die verwendeten Sensortypen haben Messbereiche von 0 - 10 mm und 0 - 1 mm. Sie besitzen eine Genauigkeit von 1 μm bzw. von 0,1 μm . Die Messsignale werden von der Messkarte 4472 simultan erfasst und können zusätzlich an der Frontseite des Schaltschranks direkt abgegriffen werden, um kartenunabhängige Signaltests durchzuführen.

Die Sensoren sind an charakteristischen Punkten, siehe Bild 4.21, am Prüfstand befestigt,

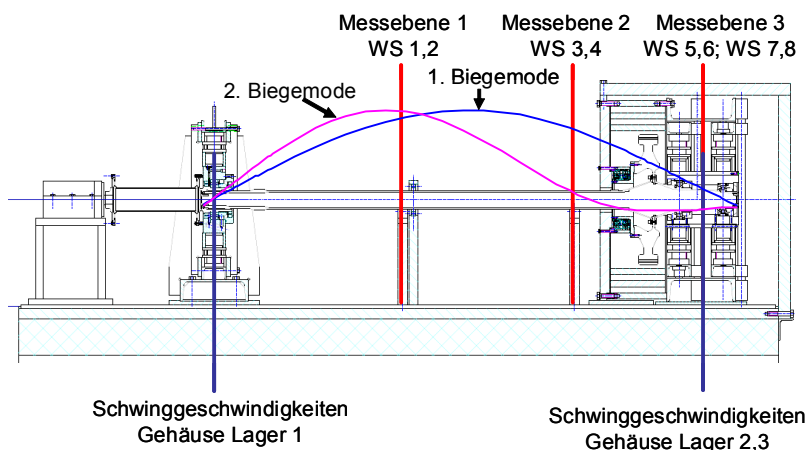


Bild 4.21: Messpositionen der Wirbelstromsensoren und Beschleunigungssensoren am Prüfstand um den Schwingungszustand des Rotors zu erfassen.

Die Sensoren werden in drei Ebenen senkrecht zur Welle montiert, wo sie den Abstand zwischen der Sensorkopfoberfläche zur Wellenoberfläche messen. Die Ausrichtung der Sensoren erfolgt so, dass der Abstand des Sensors zum Rotor im Stillstand der Hälfte des Messbereichs entspricht.

Die Anordnung der Sensoren erfolgt dabei immer paarweise in einer Messebene im Winkel von 90°, siehe Bild 4.22.

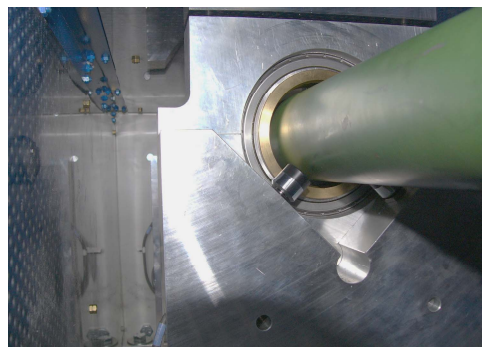
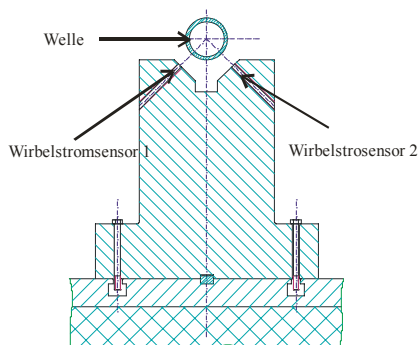


Bild 4.22: Wirbelstromsensorhalter

Insgesamt finden 9 Wirbelstromsensoren (WS) am Prüfstand Verwendung. 8 davon zur Messung der Biegeschwingungen des Rotors an den Messebenen 1 - 3 (Bild 4.21) und einer am Ende des RSS, der die axialen Wellenbewegungen beobachtet. Die Sensoren WS 1 und 2 befinden sich in der Ebene in der Mitte des LP-Shafts, da in diesem Bereich für beide Schwingungsformen große Ausschläge möglich sind. Der zugehörige Sensorhalter der Messebene 1 wird dabei für eine steifere Befestigung mit der Halterung des Fanglagers verbunden.

Die zweite Messebene befindet sich auf Vorschlag von RRD vor dem Berstschutz und beinhaltet die Sensoren WS 3 und 4, wobei die Sensoren damit möglichst nah an der Turbine liegen. In der 2. Biegeschwingungsform wird sich in der Nähe dieser Position ein Schwingungsknoten ausbilden.

Die Linearität des Messbereiches der ersten beiden Messebenen wird durch die Krümmung der Oberfläche des LP-Shafts begrenzt. Der Grund dafür liegt in dem Verhältnis des Sensor-kopfdurchmessers von 22 mm und dem Wellendurchmesser von 80 mm. Der Sensor hat zusätzlich noch einen 1,5-fach so großen Wirkbereich. Durch dieses Verhältnis verringert sich der lineare Messbereich auf ca. 80 % des ursprünglichen Wertes. An den ersten beiden Ebenen werden Sensoren mit einem Messbereich von 10 mm verwendet. Durch die gekrümmte Oberfläche sinkt der lineare Messbereich auf 8 mm.

Die Messebene 3 befindet sich zwischen den Lagern 2 und 3. Dort werden die Schwingungen des Rotors in den SFDs erfasst. WS 7 und 8 messen den Abstand zwischen dem Rotor und dem Gehäuse. Die Sensoren werden in das Lagergehäuse der Lager 2 und 3 montiert und nehmen nur die relative Bewegung des Rotors zum Lagergehäuse auf. Bei diesen Sensoren wurde der Messbereich mit 1 mm gewählt, da die dortigen maximalen Ausschläge des Rotors durch das Spiel der SFDs von $\pm 130 \mu\text{m}$ begrenzt sind.

In der gleichen Ebene sind die Sensoren WS 5 und 6 mit einem Messbereich von 10 mm montiert, die jedoch weiter außerhalb mit dem Fundament verbunden sind und die Bewegungen des Lagergehäuses relativ zum Fundament messen können. Dabei entspricht die Wirkrichtung der äußeren Sensoren (WS 5, 6) der der inneren Sensoren (WS 7, 8). Durch eine Addition der Werte der inneren und äußeren Sensoren, lässt sich auf die relative Bewegung des Rotors zum Fundament an dieser Position schließen.

Alle Signale der Wirbelstromsensoren werden von der Messkarte 4472 mit 10 kHz simultan erfasst, um im Falle von starkem nichtlinearem Verhalten - z.B. durch ein Anschlagen der Dämpfer - die Signale an allen axialen Positionen gleichzeitig erhalten zu können. Diese Messkarte arbeitet als einzige am Prüfstand nach diesem Prinzip.

4.2.3.2.3 Beschleunigungssensoren

Die beiden triaxialen Beschleunigungssensoren befinden sich jeweils radial montiert auf dem Lagergehäuse des Lagers 1 und auf dem gemeinsamen Lagergehäuse der Lager 2, 3, siehe Bild 4.21. Die Sensoren können beginnend bei einer Frequenz von 0,3 Hz bis hin zu einer maximalen Frequenz von 7.000 Hz Beschleunigungen erfassen, wobei die Empfindlichkeit $10,2 \text{ mV/m/s}^2$ beträgt. Die Sensoren dienen der Kontrolle der Lagergehäuseschwingungen und werden von RRD zum Auswuchten verwendet.

Die Ladungsverstärker der Beschleunigungsaufnehmer liefern das analoge Spannungssignal zu der Messkarte 6251.

Die Ladungsverstärker besitzen noch weitere Eigenschaften außer der Verstärkung und Impedanzwandlung. Sie verfügen über Tief- und Hochpassfilter, zudem ist es möglich das Beschleunigungssignal zu integrieren und dadurch ein Geschwindigkeitssignal oder durch zweifache Integration ein Wegsignal zu erzeugen. Hier ist allerdings die Phasenverschiebung mit ihrer Frequenzabhängigkeit zu beachten.

4.2.3.2.4 Drehimpulsgeber

Die jeweilige Winkelposition des LP-Spools wird mittels eines digitalen Drehimpulsgebers für einen Drehzahlbereich von 300 min^{-1} bis 12.000 min^{-1} erfasst.

Der Impulsgeber erzeugt dabei ein Rechtecksignal mit 500 Impulsen pro Umdrehung, ein weiteres TTL³ Rechtecksignal mit 90° Phasenverschiebung zum ersten Rechtecksignal und ein Rechtecksignal-Referenzsignal, dass pro Umdrehung des Rotors nur einen Impuls ausgibt. Die TTL Signale entsprechen der Schnittstellennorm RS-422.

Alle drei Signale werden zusätzlich in invertierter Form zur Verfügung gestellt, so kann u.a. der Störspannungsabstand des Signals erhöht werden, um das Signal einfacher von Stö-

³ Transistor Transistor Logical Signal

rungen befreien zu können. Die TTL-Signale des Drehimpulsgebers werden von den Messkarten 6251 und 6259 erfasst.

4.2.3.2.5 Induktive Wegsensoren

Die induktiven Wegsensoren besitzen einen Messbereich von 2 bis 5 mm. Die Gesamt-messgenauigkeit liegt bei $\pm 0,1$ mm.

Die induktiven Wegsensoren dienen zur Einstellung der Vorspannung durch Messung der Vorspannwege und zur Kontrolle der Ausrichtung der Ringfederpakete bei der Montage. Sie werden in die Federspannmutter der Lagergehäuse so tief eingeschraubt, dass sie in Ruhestellung 3,5 mm messen.

In jeweils einen horizontalen und vertikalen Federblock eines Lagers werden die Sensoren eingebaut. Die induktiven Sensoren 1 und 2 werden an Lager 1, die induktiven Sensoren 3 und 4 bei Lager 2 und die induktiven Sensoren 5 und 6 bei Lager 3 eingebaut.

Zur Vollständigkeit sind noch zwei weitere Sensoren zur Kontrolle der Bewegung des Gehäuses von Lager 1 zu erwähnen.

Die Signale aller induktiven Wegsensoren werden von der Messkarte 6229 erfasst.

4.2.3.2.6 Temperatursensoren

Alle verwendeten berührend messenden Temperatursensoren sind vom Typ PT100 und werden jeweils durch Messumformer in Dreileitertechnik mit Konstantstrom versorgt, um den Leitungswiderstand zwischen Messumformer und Sensor zu kompensieren. Das Messsignal wird durch einen Spannungsabfall am elektrischen Widerstand des PT100-Sensors erzeugt, verstärkt und dann linearisiert von der Messkarte 6225 erfasst.

Temperatursensoren im Ölkreislauf

Der Messbereich der im Ölkreislauf verwendeten Temperatursensoren liegt bei -50 bis $+200$ °C, mit einer Genauigkeit von $\pm (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ °C nach DIN 43760 Klasse B.

Zwei Sensoren werden an den Rücklaufschläuchen der Lagerrückführung angebracht, sowie jeweils einer in den Druckleitungen im Schmiermittelkreislauf der Lager und der SFDs, siehe Bild 4.18.

Temperatursensoren an den SFDs

Im Bereich der SFDs werden, wie bei den Lagern, Dünnschicht-Platin-Sensoren zur Temperaturmessung verwendet. Sie besitzen die Klasse 1/3 DIN im Temperaturbereich von 0 - 150 °C, mit einer Genauigkeit von $\pm \frac{1}{3} (0,3 + 0,005 \cdot \vartheta)$ °C, bei einer Reproduzierbarkeit von $0,1$ °C.

Die Temperatur der SFDs kann nicht direkt an ihrer inneren Oberfläche gemessen werden. Sie wird indirekt an der Außenseite der SFDs über eine Sacklochbohrung im Lagergehäuse bestimmt. Die Materialstärke an dieser Stelle beträgt 1 mm. Die Sensoren befinden sich dabei an der Kopfseite von Gewinderöhrchen, die bis auf Kontakt in eine Sacklochbohrung eingeschraubt werden. Zur besseren Wärmeleitung wird eine Wärmeleitpaste verwendet.

Temperatursensoren für die Lager

An den Lagern kommen Dünnschicht-Platin-Sensoren der Klasse 1/3 DIN für einen Temperaturbereich von 0 - 150 °C zum Einsatz wobei die Genauigkeitsangabe mit denen der SFDs übereinstimmt. Sie werden an den Lageraußenschalen mit Zweikomponentenkleber befestigt, wobei jeweils ein Sensor an der höchsten und an der niedrigsten Stelle der Lager-schale montiert wird, womit eine Überwachung der Lagertemperatur zum Schutz vor Überhitzung optimiert wird.

Temperatursensor der Motorkühlung

Ein Sensor vom Typ der Lagersensoren misst die Vorlauftemperatur der Wasserkühlung des Motors, um einen Ausfall der Kühlung des Kühlwassers zu erkennen. Der Sensor ist dabei auf dem metallischen Anschlussstück der Kühlung am Motor befestigt. Das Kühlwasser wird

durch die TU-Darmstadt gekühlt als Prozesskälte bereitgestellt, wobei es in der Vergangenheit besonders im Sommer gehäuft zu Kühlausfällen kam.

Temperatursensor für die Motorwelle

Die wassergekühlten Wicklungen des Motors werden durch darin enthaltene Temperatursensoren mittels des Frequenzumrichters überwacht. Zur zusätzlichen thermischen Überwachung der Motorwelle wird ein Infrarottemperatursensor eingesetzt, der auf das Wellenstück zwischen Motor und Drehimpulsgeber gerichtet ist. Eine Überhitzung der ungekühlten Motorwelle ist somit frühzeitig erkennbar, wobei die Ursache elektrisch oder mechanisch (z.B. Überlastung der Lager) sein kann. Die Temperatur wird vom Rechner erfasst und ist zusätzlich direkt neben dem Motor ablesbar.

4.2.3.2.7 Volumenstromsensoren

Die drei Volumenstromsensoren am Prüfstand dienen der Einstellung und Überwachung des Ölflusses zu den Lagern und SFDs, um mögliche Schäden durch zu geringe Ölversorgungen zu vermeiden. Bei den Lagern wird somit einer Überhitzung durch Ausfall der Schmierung und Kühlung vorgebeugt. Bei den SFDs ist ein Ausfall mit dem Verlust der externen Dämpfung verbunden, was zu unzulässig großen Schwingungen beim Durchlaufen von Resonanzen führen kann, insbesondere bei zusätzlich angebrachten Unwuchten. Dadurch können Schäden am Prüfstand verursacht werden.

Die Positionierung der Sensoren sind im Bild 4.18 zu sehen. Zwei Sensoren überprüfen jeweils den Zufluss zum Lager 1 und zum Lagergehäuse der Lager 2 und 3. Ein weiterer Sensor kontrolliert den Volumenstrom zu den SFDs. Die beiden Sensoren für die Lagerschmierung können eine Durchflussmenge von 0,02 - 4,0 l/min erfassen. Dabei werden 25.000 Impulse/Liter in HTL-Technik⁴ ausgegeben. Die Sensoren für die SFDs sind dafür ausgelegt, eine geringere Menge zu erfassen. Sie können noch Durchflussmengen von 0,008 - 2,0 l/min Volumen messen. Dabei werden 40.000 Impulse/Liter in HTL-Technik erzeugt. Die Sensoren sind an einer Halteplatte für die hydraulischen Elemente angebracht.

Die in das TTL-Signal-Format umgewandelten Signale der Volumenstromsensoren werden von den Messkarten 6225 und 6251 erfasst.

4.2.3.2.8 Drucksensoren

Drei Sorten von Drucksensoren werden für den Prüfstand verwendet. Die Positionen im Ölkreislauf sind wieder dem Bild 4.18 zu entnehmen. Es werden Sensoren mit 0 - 25 bar für den Lagerölkreislauf, sowie mit 0 - 400 bar für die Hochdruckaktoren verwendet. Den Eingangsdruck vor den SFDs erfassen zwei Sensoren mit einem Druckbereich von 0 - 10 bar. Alle Sensoren sind nicht für dynamische Druckmessungen geeignet. Vor jedem Lagereinlauf wird der Druck gemessen, sowie direkt vor den SFDs und vor der zugehörigen Verzweigung.

Die Drucksensoren für die Ölhochdrucksysteme befinden sich vor jeder der beiden Handpumpen, um bei bekanntem Aktordruck und -fläche auf die Aktorkraft zu schließen. Alle Drucksensorsignale werden von der Messkarte 6225 erfasst.

4.2.3.2.9 Ölfilter

Die Ölfilter sind jeweils in der Druckleitung der Ölversorgungskreisläufe der SFDs und der Lager 1, 2 und 3 auf der Verteilerplatte des hydraulischen Kreislaufs an der Seite des Prüfstandfundaments montiert. Sobald der Filter einen bestimmten Druckabfall überschreitet, gibt er ein High-Signal an den Rechner weiter. Das TTL-Signal wird von der Messkarte 6225 erfasst.

4.2.3.2.10 Niveauwächter

⁴ Hochvolt-Transistor-Logik

Der Niveauwächter dient der Überwachung, ob das hydraulische System ein Leck, z.B. durch einen defekten Schlauch, besitzt. In diesem Fall wird ein durch einen Schwimmer gesteuerter Schalter betätigt, der ein High-Signal an die Erfassungseinheit des Messrechners weiterleitet. Der Rechner gibt daraufhin eine entsprechende Meldung. Bis es jedoch zu einer Störungsmeldung kommt, müssen ca. 80 l Öl entweichen sein. Der Grund dafür liegt darin, dass der Prüfstand eine normale Leckage im Betrieb über die Dichtungen hat und diese nicht direkt in den Tank zurückbefördert wird.

Im ausgeschalteten Betrieb kann eine größere Ölmenge nur über den Tank entweichen, da alle Ölleitungen nach dem Ausschalten unter Umgebungsdruck stehen, d.h. als erstes wird die Ölversorgung deaktiviert und einige Zeit später erst die Saugpumpen des Rücklaufs. Der Öltank befindet sich in einer Ölauffangwanne aus Stahl, die in der Lage ist, das gesamte Volumen des Öltanks aufzunehmen.

Das TTL-Signal des Niveauwächters wird von der Messkarte 6225 erfasst.

4.3 Aufbau und Montage

In diesem Kapitel wird bei der Montage nur auf ausgewählte Hauptbaugruppen eingegangen. Der generelle Ablauf der Montage ist dem Anhang A.4 zu entnehmen.

4.3.1 Rahmen

4.3.1.1 Rahmen Lager 1

Der Rahmen von Lager 1 wird mit der montierten Befestigungsplatte auf das Fundament des Prüfstands gehoben. Anschließend erfolgt die Einsetzung der Befestigungsplatte in die Führungsnut der Fundamentplatte und der Rahmen wird an der ausgerechneten axialen Position vorläufig befestigt, um eine spätere Feinkorrektur zu ermöglichen. Die vertikalen Aussteifungen werden erst nach dem Einsetzen des Gehäuses und der zugehörigen Abstützung eingesetzt.

4.3.1.2 Rahmen Lager 2, 3

Als erstes wird der äußere Rahmen mit seiner Befestigungsplatte auf das Fundament und in seiner Position auf der Führungsnut befestigt. Anschließend werden beide inneren Rahmen mit Keilschuhen zum äußeren Rahmen abgestützt und mit den vertikalen Führungsschienen versehen. Nach dieser Ausrichtung erfolgt die vertikale Positionierung der Rahmen durch die Keilschuhe. Die Hydraulikaktoren zur optionalen Einbringung des statischen Momentes auf den LP-Spool werden dabei zwischen den äußeren und inneren Rahmen ohne Kontakt montiert. Dies erfolgt bei Lager 2 unten und bei Lager 3 oben. Die Rahmen werden anschließend mit der Fundamentplatte verschraubt. Eine axiale Feinausrichtung muss zu einem späteren Zeitpunkt erfolgen.

4.3.2 LP-Spool

Die Montage des LP-Spools erfolgt in mehreren Schritten. Die Hauptabfolge wird in den folgenden Unterkapiteln näher beschrieben. Als erstes wird der LP-Shaft mit der Turbine und dem RSS verbunden. Anschließend wird der Titanflansch zur Aufnahme der Rotorringe des automatischen Wuchtsystems zusammen mit den Rotorringen an der Turbine befestigt. Danach wird der LP-Shaft durch die axiale Öffnung der Frontplatte des Berstschatzes geführt und mit dem FSS verbunden. Im Anschluss erfolgen die Anbindung der Lagerungen, sowie die Verbindung des Antriebs über die Kupplung.

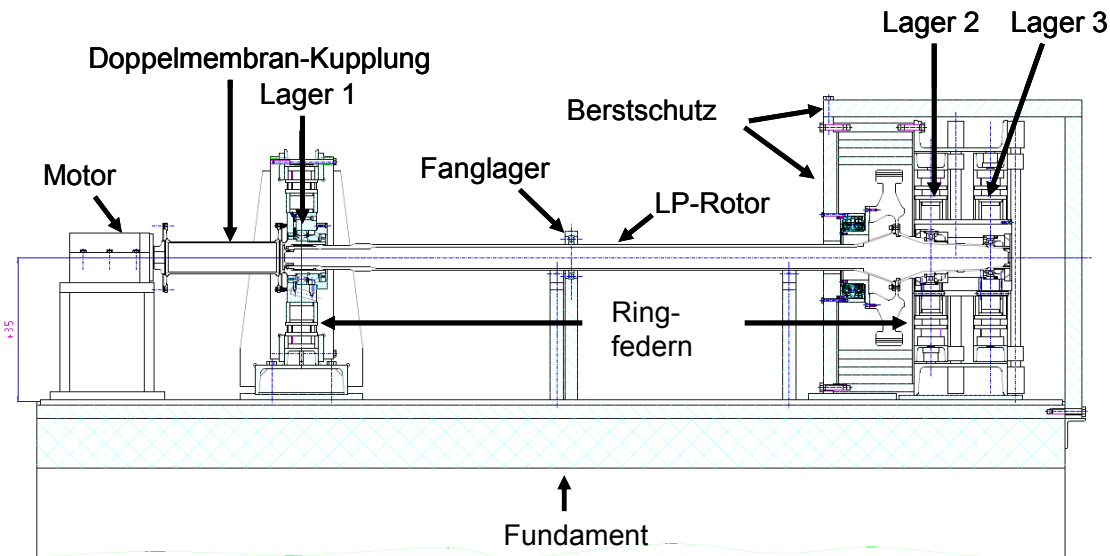


Bild 4.23: Prüfstand LP-Spool

4.3.2.1 LP-Rotor

Der Flansch des LP-Shafts wird in einem Ölbad erwärmt, damit er in die Passung zur Dummy Turbine eingesetzt werden kann. Danach wird von der anderen Seite der RSS an die Turbine montiert, wobei alle drei Teile mit 32 Schrauben fixiert werden. Anschließend wird der Titanflansch zur Aufnahme der Rotorteile des automatischen Auswuchtsystems über den LP-Shaft gezogen und an der Turbine mit 16 Schrauben befestigt. Im nächsten Schritt werden die Rotoren des Auswuchtsystems auf dem Flansch montiert und fixiert.

4.3.2.2 Aktives Auswuchtsystem

Das unter Kapitel 3.3 beschriebene Auswuchtsystem wird am Prüfstand zur sicheren Einleitung und Deaktivierung von Unwuchten verwendet. Die Montage der Auswuchttrotoren erfolgt auf einem montierten Flansch an der Vorderseite der Turbine (Bild 4.24). Die Rotoren und der Flansch werden über jeweils zwei axiale Nuten zueinander ausgerichtet und somit

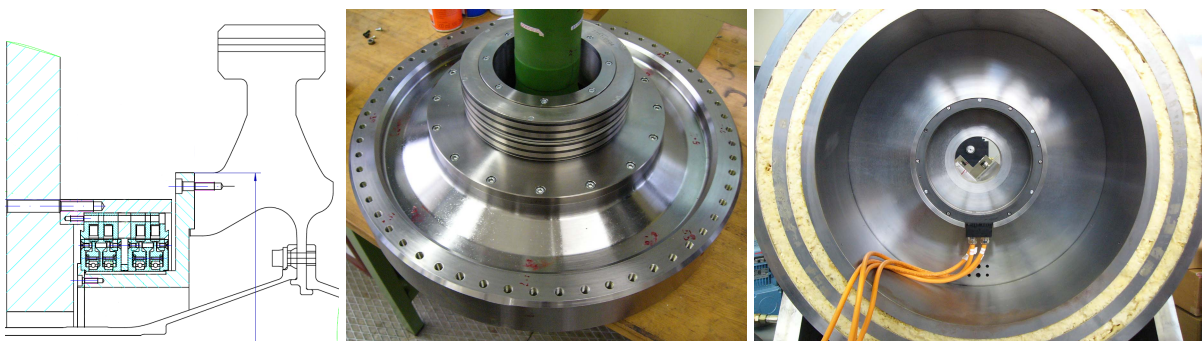


Bild 4.24: Aktives Auswuchtsystem (Balancer): Flansch, Mitte: Rotoren, Rechts: Statoren

gegen Verdrehung gesichert. Der Flansch wird mit 16 Schrauben an der Turbine befestigt. Ein Distanzring zwischen den Einheiten beider Rotoren sorgt für einen definierten Abstand. Die Rotoren werden vorne mit einem Befestigungsring in ihrer axialen Position fixiert. Die Statoren werden an einen dafür vorgesehenen Zylinder an der Frontplatte des Berstschutzes um die Wellenöffnung herum befestigt (Bild 4.24, rechts). Der axiale Abstand zwischen den Statoren entspricht dem der Auswuchttrotoren. Der gleichmäßige radiale Abstand zwischen Rotoren und Statoren muss bei der Montage eingestellt werden. Dies gilt ebenso für die axiale Position zueinander.

4.3.2.3 Rear Stubshaft

Die vordere innere Metaldichtung für das Öl wird in einem Ofen auf ca. 100°C vorgeheizt und auf den RSS bis zum axialen Anschlag geschoben. Nach der Befestigung des RSS an der Turbine werden die konischen Positionsringe für die axiale Ausrichtung der Lager 2 und 3 aufgesetzt. Die innere Geometrie der Ringe wurde vorher mittels eines Hüllkreismessgerätes auf die Lagerposition und die konische Geometrie des RSS abgestimmt. Die Lagerinnenringe mit Käfig und Wälzkörpern von Lager 2 und 3 werden axial gegen diese Ringe geschoben und mit Wellenmuttern fixiert. Anschließend wird am Ende der Welle die vorgewärmte hintere innere Metaldichtung auf den RSS geschrumpft.

4.3.2.4 Ausrichtung des LP-Spools

Zur Ausrichtung des LP-Spools wird der LP-Shaft jeweils auf zwei Prismen abgelegt und

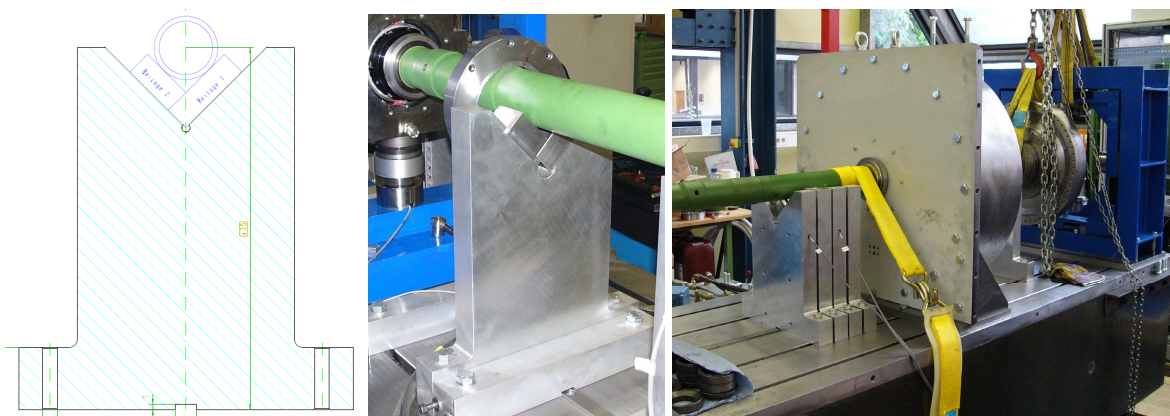


Bild 4.25: Ausrichteinheiten des Spools mit Prismen

fixiert. Die Prismen befinden sich auf Ausrichtträgern, die sich in der vertikalen Höhe der Einbauposition befinden (Bild 4.25 links, mittig). Auf den Halterungen sind die Prismen in Richtung der Schrägen verschiebbar und durch seitliche Überlappungen gegen ein seitliches Verschieben gesichert. Die Zentrierung der Prismen auf dem Fundament erfolgt dabei über die Führungsnut. Die Prismen bilden eine einfache Möglichkeit um gleichzeitig eine korrekte vertikale und horizontale Feinausrichtung des Rotors zu realisieren. Der Rotor wird zum Einbau auf die zwei Ausrichtträger und ihren Prismen abgelegt. Die Fixierung des LP-Spools in den Lagern wird dabei so ausgerichtet, dass die Prismen anschließend noch leicht unter dem Rotor herausgezogen werden können.

4.3.2.5 Front Stubshaft

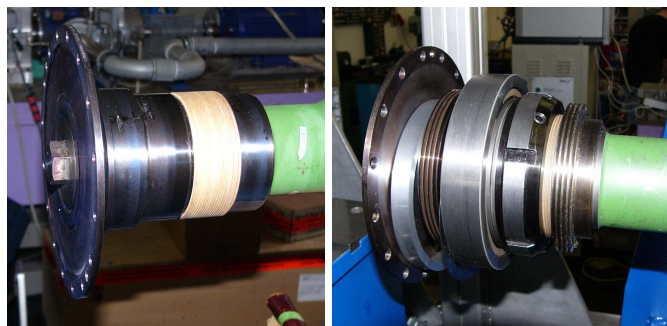


Bild 4.26: FSS montiert auf LP-Shaft, rechts mit Lager
gen des FSS zu erfolgen hat.

Vor der Befestigung des FSS auf dem LP-Shaft müssen alle sich zwischen ihm und dem Flansch am LP-Shaft zur Dummy Turbine befindlichen Teile auf dem Rotor aufgesetzt werden. Ein späteres Einbringen der Teile wird durch den großen Durchmesser der beiden Flansche verhindert. Die folgende Tabelle 4.5 gibt die Bauteilreihenfolge an, die auf dem LP-Shaft vor dem Befesti-

Schritt	Bauteil	Spätere Montage
1	Fanglager	in Fanglagerhalterung
2	Gehäusedeckel mit Gummidichtung Lager 1	Verschraubung mit Gehäuse Lager 1
3	Distanzring des Gehäusedeckels	Fixierung am Deckel
4	äußere Dichtung turbinenseitig Lager 1	Einkleben in Gehäusedeckel
5	innere Dichtung turbinenseitig Lager 1	mit 200°C auf FSS fügen
6	Wellenmutter Lager 1	Verschrauben auf FSS
7	½ Lagerinnenring turbinenseitig Lager 1	mit ca. 90°C auf FSS fügen
8	Lageraußenring Lager 1	Klemmung im Gehäuse
9	½ Lagerinnenring motorseitig Lager 1	mit ca. 90°C auf FSS fügen
10	innere Dichtung motorseitig Lager 1	mit 200°C auf FSS fügen
11	äußere Dichtung motorseitig Lager 1	Einkleben ins Gehäuse

Tabelle 4.5: Übersicht der Bauteilreihenfolge vor der Anbindung zum LP-Shaft

Der FSS wird auf die Axialverzahnung des LP-Shafts aufgesetzt, wobei er dazu auf 240 °C erwärmt werden muss. Die endgültige Fixierung des Sitzes wird durch eine Sicherungsschraube mit einem Anzugsmoment von ca. 500 Nm realisiert. Sie wird durch den FSS in einem Innengewinde im LP-Shaft befestigt. Es ist dabei darauf zu achten, dass ein Distanzring an der Frontseite des LP-Shafts vor dem Flanschen mit dem FSS anzubringen ist. Dieser Distanzring dient als Auflagefläche zum späteren Lösen des FSS von LP-Shaft. Dabei wird eine Abdrückschraube verwendet, die in ein Gewinde im FSS greift und sich auf diesem Distanzring abdrückt. Das Gegenmoment wird durch eine Stahlstange aufgenommen, die dafür an zwei äußeren Gewindebohrungen der Turbine verschraubt wird.

4.3.2.6 Gehäuse Lager 1

Nach der Montage des FSS an den LP-Shaft muss die innere Metalledichtung in Richtung des Motors auf den FSS fixiert werden. Hierzu wird sie mit einem Heizband erwärmt und

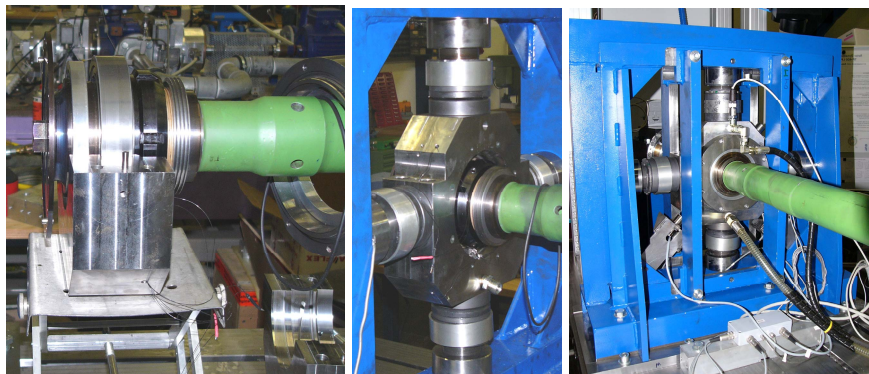


Bild 4.27: Gehäuse Lager 1

aufgeschrumpft. Die Parameter sind dazu Tabelle 4.5 zu entnehmen. Anschließend werden der erste Innenring von Lager 1, die Wälzkörper mit Käfig und der zweite Innenring auf die Welle geschoben. Den Abschluss bildet das Aufschrumpfen der zweiten inneren Metalledichtung.

Der so präparierte FSS wird dann in das halbschalige Gehäuse eingesetzt, was in Bild 4.27 dargestellt ist. Die beiden Aluminiumaußenringe der Metalledichtungen werden in das Gehäuse eingeklebt. Die Fixierung des Lagers erfolgt durch eine Wellenmutter. Abschließend erfolgt die Montage des Gehäusedeckels mit dem Gummidichtungsring. An den vertikalen und horizontalen Anschlussstellen des Gehäuses werden die 4 Aufnahmeschalen für die Lagerung montiert.

4.3.2.7 Gehäuse Lager 2, 3

Das Gehäuse von Lager 2, 3 besteht aus zwei Hauptkomponenten. Aus einem inneren Zylinder, der die Lageraußenringe, die SFD-Innenringe und die zugehörigen Verdrehsicherungen enthält. Diese Komponente wird axial auf den mit den Innenteilen der Lager ausgestatteten RSS vom Ende her aufgeschoben. Das halbschalige äußere Gehäuse wird auf den inneren

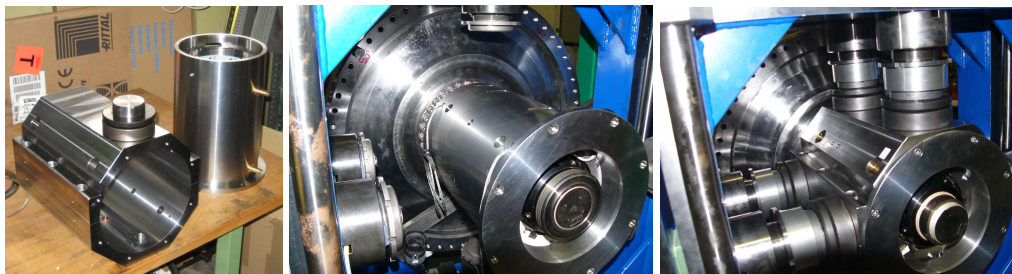


Bild 4.28: Montage Gehäuse Lager 2, 3

Zylinder aufgesetzt. Hierbei ist auf die Durchführung der 4 Kabel der Temperatursensoren der Lageraußenringe zu achten.

Nach der Befestigung des Gehäuses werden die Einspritzdüsen, die inneren Wirbelstromsensoren und die Temperatursensoren für die SFDs eingesetzt. Anschließend erfolgt die Verbindung mit den 4 Ölschlüssen. An den vertikalen und horizontalen Anschlussstellen des Gehäuses werden die 8 Aufnahmeschalen für die Lagerung montiert.

4.3.3 Antrieb

Die Montage des Motors erfolgt auf einem Podest, das mit dem Fundament verbunden ist. Nach der Montage der Kupplung am FSS erfolgt die vertikale Ausrichtung der Kupplung zum Motor hin, in dem das freie Kupplungsende mit der halben Gewichtskraft der Kupplung vertikal abgestützt wird. Die Einstellung der Höhe und der zugehörige Ausrichtwinkel des Motors zur Kupplung hin werden durch Bleche definierter Stärke eingestellt, die das gesamte Podest mit Motor verstellen können. Axial kann der Motor über Langlöcher im Podest verschoben werden.

4.3.4 Berstschutz

Der Berstschutz für die Turbine besteht aus drei Stahlringen, mit einer jeweiligen Wanddicke von 25 mm und einem würfelförmigen äußeren Hauptberstschutz, wie in Kapitel 4.2.1.7



Bild 4.29: Montage des Berstschutzes

beschrieben. Die drei Ringe des inneren Berstschutzes werden liegend auf dem Boden ausgerichtet und mit drei Positionierungsschrauben fixiert. Anschließend werden die beiden Zwi-

schenräume der drei Ringe mit handelsüblichem Bauschaum ausgefüllt, wobei für ein besseres Aushärten in einzelnen Schichten vorgegangen werden sollte. Die Frontplatte des Berstschatzes wird auf ihrer Grundplatte in einer dort eingearbeiteten Nut eingesetzt. Die Befestigung erfolgt mit sechs M16-Schrauben von unten in der Nut, die sich in Senkbohrungen befinden. Zusätzlich erfolgt eine Aussteifung mit massiven Stahlwinkeln in den äußeren Verbindungssecken zwischen den Platten. Von der anderen Seite wird im oberen Bereich eine Verbindung zwischen dem äußeren Lagerrahmen und dem äußeren Berstschatzring durch zwei M16-Schrauben erreicht. Vor der Montage des Berstschatzes sollte sich der äußere Rahmen von Lager 2, 3 schon auf dem hinteren Teil des Fundaments befinden.

Die montierte Frontplatte wird auf den Prüfstand in die Nutschienen gesetzt und befestigt. Mittels einer Hebevorrichtung werden die miteinander fixierten Berstschatzringe an die Frontplatte gehoben. Auf der Frontplatte befindet sich ein Zentrierbund für den äußeren Ring, wodurch die Montage der Ringe erleichtert wird. Die Ringe werden über den Außenring durch Schrauben mit der Frontplatte verbunden.

Der äußere Berstschatz kann nach erfolgreichem Prüfstandsaufbau von oben auf die Lagereinheit 2, 3 abgesetzt werden. Anschließend wird er mit dem sich darüber befindlichen Kettenzug verbunden. Der äußere Berstschatz wird für den Betrieb mit dem Fundament und der Frontplatte verschraubt. Zum Anheben des Berstschatzes wird dieser mit dem Elektrokettenszug nach oben bewegt. Um das Arbeiten am Prüfstand unter schwebenden Lasten zu vermeiden, wird der Berstschatz anschließend auf ein zu montierendes Gestell abgesetzt.

4.3.5 Ablaufmontage ohne LP-Spool

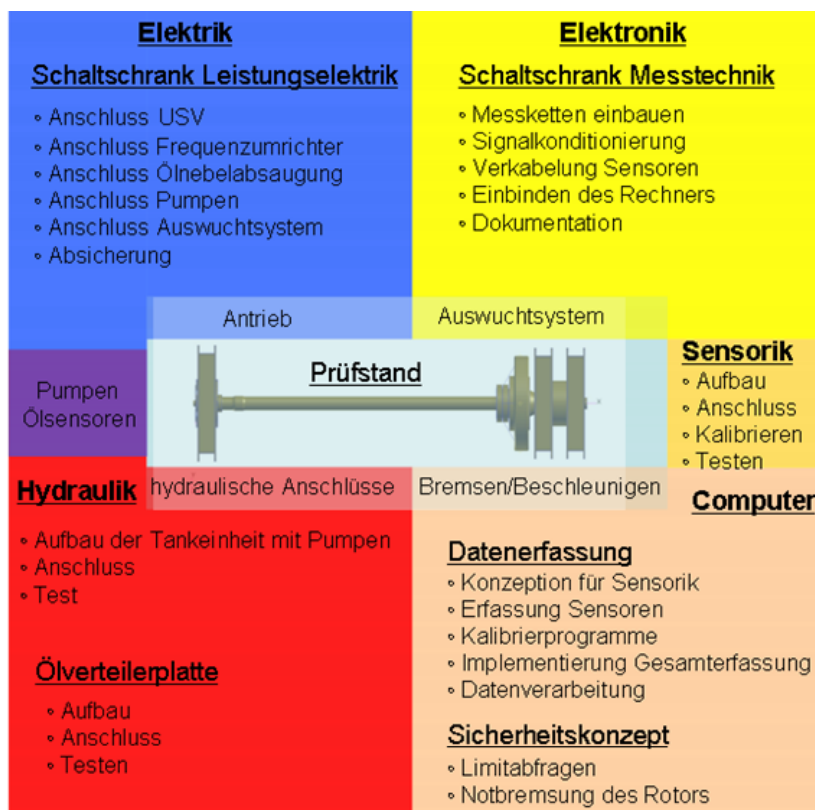


Bild 4.30: Ablaufplan Montage ohne LP-Spool

Als Übersicht zum Ablaufplan der Montage der restlichen Komponenten des Prüfstandes, dient das Bild 4.30. Dabei wird der zuvor besprochene mechanische Aufbau nicht mehr berücksichtigt. Dabei wird besonders die komplexe Vernetzung aller Prüfstandsbereiche in der Elektrik und Elektronik erkennbar. Die Leistungselektrik und die Messelektronik befinden sich dabei in separaten Schaltschränken. Umfangreiche Funktionstests sind dabei zusätzlich notwendig.

4.4 Sicherheitskonzept

Die in Kapitel 4.1.4 geforderten Sicherheitsvorkehrungen wurden umgesetzt, wobei Versuchsreihen zu den zerstörungsfreien Überprüfungen stattfinden. Die Tests werden mit und ohne Notstromversorgung durchgeführt, wobei auch externe Spannungsunterbrechungen während des Betriebs erfolgen. Es werden u.a. der Ölkreislauf und seine Sensoren, der Antrieb mit Beschleunigen und Abbremsen, die Schwingungssensoren, die Not- und Handabschaltungen und die Temperatursensoren auf ihren einwandfreien Betrieb getestet.

Als Beispiel zur umfangreichen Umsetzung der Sicherheitsanforderungen wird nachfolgend die Notbremsung erklärt.

4.4.1.1 Notbremsung

Der Frequenzumrichter des elektrischen Antriebs des LP-Spools ist frei programmierbar. Für eine schnelle Bremsung wird der Motor über den Umrichter in den Generatorbetrieb umgeschaltet, wobei die erzeugte elektrische Leistung mittels zweier elektrischer Bremswiderstände in Wärme umgewandelt wird. Die Widerstände haben jeweils eine Leistung von 20 kW und 5 kW, was eine Gesamtbremsleistung von 25 kW ergibt. Experimentell ist mit dieser Konfiguration eine Notbremsung des Prüfstands von 8.500 min^{-1} auf 1.000 min^{-1} in 3 min möglich. Zum positiven Beschleunigen des LP-Spools innerhalb dieses Bereiches werden hingegen ca. 7 min benötigt. Die Ausführung der Notbremsfunktion wird über einen digitalen Kanal initiiert.

Die Notbremsung kann über zwei Hauptwege erfolgen, wie sie im Bild 4.31 zu sehen sind.

Softwareseitig kann durch das Programm LabVIEWTM von National InstrumentsTM (NI) ein Signal an ein Sicherheitsrelais ausgesendet werden, wenn ein sicherheitsrelevanter Sensor seinen zulässigen Betriebsbereich verlässt. Diese Reaktion erfolgt schneller, als es durch den Bediener möglich wäre. Weiterhin kann der Bediener selbst durch einen Softwareschalter eine Notbremsung manuell auslösen.

Hardwareseitig kann die Notbremsung manuell durch einen sich am Bedienpult befindlichen Notschalter, einem Schalter am Schaltschrank sowie einem Schalter direkt am Prüf-

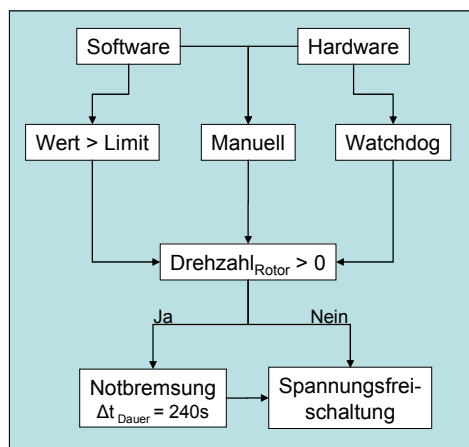


Bild 4.31: Ablauf der Notbremsung

standsfundament ausgelöst werden. Eine weitere automatische Möglichkeit bietet die sogenannte Watchdog⁵. Sie erhält permanent vom Prüfstandsrechner ein Rechtecksignal. Im Falle eines Ausfalls des Rechners, wird das Signal nicht mehr an die Watchdog geliefert, woraufhin diese das Signal zur Notbremsung einleitet. Dies ist wichtig, da bei einem Ausfall des Rechners der Prüfstand nicht mehr über die Sensoren kontrollierbar ist. Die softwareseitige Notbremsung versagt in diesem Fall zusätzlich. In allen Fällen wird das Signal zur Notbremsung an die Steuereinheit des Frequenzumrichters gesendet.

Den erwähnten software- und hardwareseitigen Notbremsungen ist noch eine Abfrage der Rotordrehzahl angeschlossen, bevor eine Notbremsung ausgelöst wird. Im Falle eines stehenden Rotors wird sofort der ganze Prüfstand spannungsfrei geschaltet. Eine Abbremsung ist nicht notwendig. Wenn sich der Rotor noch drehen sollte, wird für 240 s eine Notbremsung eingeleitet, an die sich eine Spannungsfreischaltung des Prüfstands anschließt.

⁵ Wachhund, Überwachungskomponente eines Systems, liefert eine Sprunganweisung für andere geeignete Systemkomponenten

Die Notbremsung wird sicherheitsrelevanter als eine Spannungsfreischaltung des Prüfstands erachtet. Die Gründe sind nachfolgend aufgelistet.

Betriebszustände die bei einer Trennung der Stromversorgung des Prüfstandes entstehen:

- eingeleitete große Unwuchten können nicht mehr mit den automatischen Auswuchteinheiten neutralisiert werden
- die Pumpen zur Versorgung der SFDs fallen aus, wodurch diese nicht mehr mit Öl versorgt werden → Ausfall der externen Dämpfung
- der Rotor kann ohne Notbremsung und Dämpfung (SFDs) langsam mit großer Unwucht die Resonanzen durchlaufen
- die große kinetische Energie des Rotors kann zu mechanischen Zerstörungen führen

4.5 Signalverarbeitung

Der Umfang der verwendeten Sensoren macht eine komplexe Signalverarbeitung und Datenerfassung notwendig. Die Messkartenbelegungen sind dem Anhang A.2 zu entnehmen. Für einen Überblick wird nur kurz die Signalkonditionierung und das Bedienungsprogramm des Prüfstandes vorgestellt.

4.5.1 Signalkonditionierung und Erfassung

Die Signale der Sensoren werden durch geeignete Wandler und Verstärker konditioniert. Die Weiterverarbeitung und Datenerfassung erfolgt durch einen PC, der mit entsprechenden Messkarten der Firma National InstrumentsTM (NI) und der zugehörigen Software LabVIEWTM 8.2 ausgestattet ist. Die Kanalbelegung der Messkarten ist dem Anhang 0 zu entnehmen. Die Erfassung der analogen und digitalen Spannungssignale der Sensoren beginnt mit der Verbindung zu den Anschlussblöcken, die die Signale an die NI-Datenerfassungskarten im Computer weiterleiten. Die digitalen Signale können direkt erfasst werden, wobei analoge Signale zuvor einer Digitalisierung unterliegen. Die Speicherung der Daten erfolgt in LabVIEWTM. Für die vier Schnittstellenkarten findet eine Spreizung der Signalspannungen von mindestens -10 V bis maximal +10 V statt.

	PCI-Messkarten von National Instruments TM			
Messkarten-Nr.	4472	6251	6225	6229
Analog In/Out Sensoren	8 / - WS / -	16 / 2 BS, WS / FU	80 / 2 TS, DS, FU / -	32 / 4 8 IS / -
Digital In/Out	- / -	24 / 24	24 / 24	48 / 48
Digital Counter Sensoren	-	2 VS, DI	2 VS	2 DI
Auflösung	24 bit	16 bit	16 bit	16 bit
Abtastung	102,4 kS/s	1 MS/s	250 kS/s	250 kS/s

DI-Drehimpulsgeber, WS-Wirbelstromsensor, BS-Beschleunigungssensor, DS-Drucksensor, IS-Induktiver Wegsensor, FU-Frequenzumrichter, TS-Temperatursensor, VS-Volumenstromsensor

Tabelle 4.6: Übersicht der Schnittstellenmesskarten

Bis auf die Karte 4472 handelt es sich bei den Abtastwerten in Tabelle 4.6 um Summenabtastungen, die noch durch die Anzahl der angeschlossenen Kanäle geteilt werden müssen (multiplex). Die Karte 4472 ist so konstruiert, dass sie acht Kanäle simultan mit jeweils 102,4 kS/s erfassen kann.

4.5.2 Oberfläche des Kontroll- und Überwachungsprogramms

Auf dieser Oberfläche ist eine Interaktion zwischen Benutzer und Programm möglich, d.h. es können sowohl Werte eingegeben werden als auch Ausgaben und Visualisierungen erfolgen. Die Bedienelemente bestehen dabei aus numerischen Eingaben, Schaltern und Knöpfen.

Von LabVIEW™ werden wiederum Anzeigeelemente bereitgestellt, um die erzeugten Werte anzuzeigen.

Die Unterteilung der graphischen Oberfläche erfolgt für eine bessere Übersicht der Sensorwerte in mehreren Ebenen. Die permanent benötigten Funktionen werden dabei immer im linken Bereich von Bild 4.32 angezeigt, wozu die Steuerung der Drehzahl des Motors, die Überwachungs-LEDs des Frequenzumrichters, der softwareseitige Notschalter zur Einleitung der Notbremsung und der Schalter zur Aktivierung der Datenspeicherung.

Die Visualisierung der Sensorwerte erfolgt durch Diagramme und numerische Anzeigen in den einzelnen Registerkarten, wovon 5 implementiert sind.

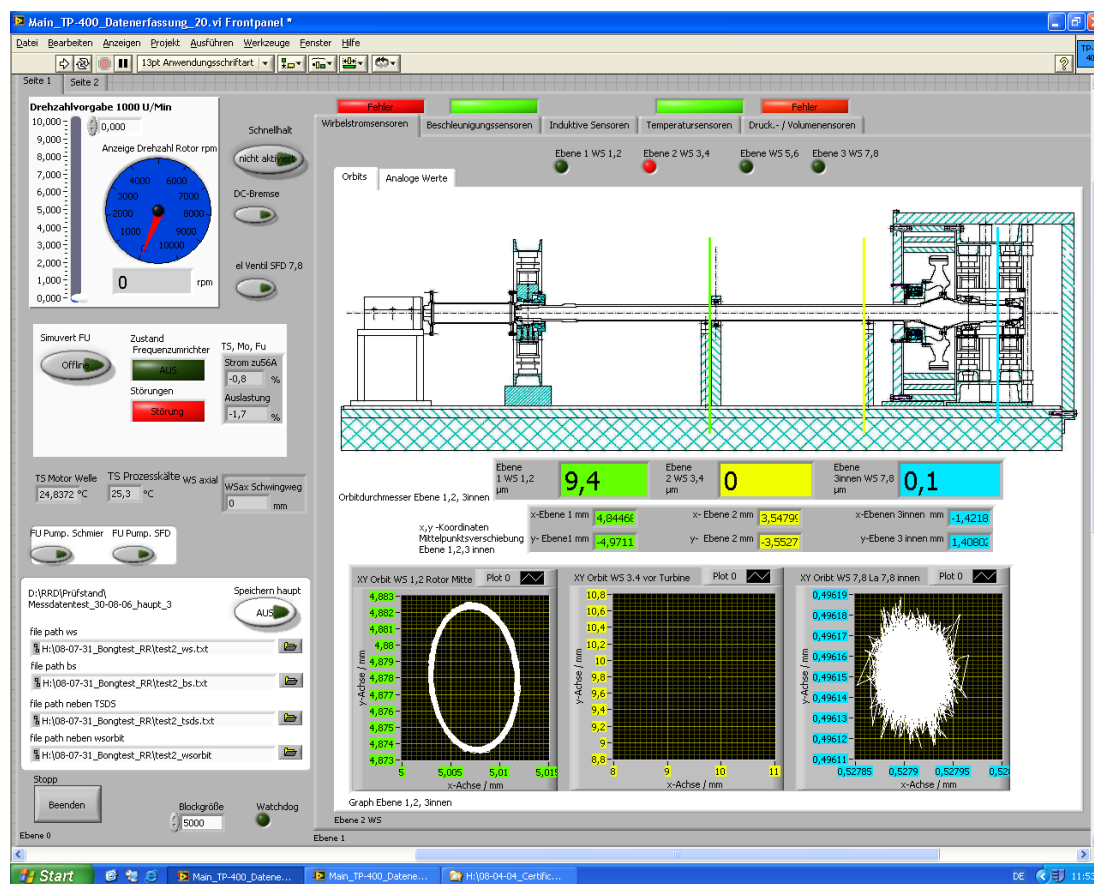


Bild 4.32: Frontpanel des Überwachungs- und Steuerungsprogramms, Registerkarte Wirbelstromsensoren

Das erste Hauptregisterkarte, das auch dargestellt ist, dient der Darstellung der Messwerte der Wirbelstromsensoren. Es werden numerisch die Verschiebungen des Rotormittelpunkts in den jeweiligen Ebenen angezeigt, sowie die Diagramme der Orbits des Rotors an den Sensorpositionen. Die Diagramme setzen sich aus den jeweiligen Messpunkten eines Zeitfensters von 0,5 s zusammen, dass permanent aktualisiert wird.

Das zweite Hauptregister dient der Überwachung der Schwinggeschwindigkeiten und Sensorsignale der Lagergehäuse, wobei pro Lagergehäuse jeweils drei Richtungen (radial, tangential und axial) angezeigt werden.

Das dritte Hauptregister dient der numerischen Visualisierung der Messwerte der induktiven Sensoren in den Ringfederpaketen. Sie werden zur Justagekontrolle beim Umbau der Federpakete und zur Überprüfung vor und nach Messläufen verwendet.

Das vierte Hauptregister dient der Überwachung aller Temperaturen, wozu die Temperaturen der SFDs, der Lagerschalen und die Temperaturen im Ölkreislauf (Lager, SFDs, Tank etc.) gehören. Bei Überschreitung einer Temperaturgrenze wird eine LED von grün auf rot geschaltet. Zusätzlich erfolgt die Anzeige der Werte durch Thermostate und numerische Anzeigen.

Das fünfte Hauptregister dient zur Darstellung der Sensorwerte des Ölkreislaufs. Durch numerische Anzeigen werden die Druck- und Volumenstromwerte visualisiert, sowie wird durch eine grafische Darstellung die Zuordnung des Sensors am Prüfstand ermöglicht. Vor dem jeweiligen Beginn eines Messlaufs dienen die Anzeigen dazu, die benötigten Betriebszustände für die Lager und SFDs, hinsichtlich der benötigten Volumenströme und Drücke einzustellen.

Wichtige Fehlermeldungen der Registerkarten werden übergeordnet im oberen Bereich visualisiert.

5 Messungen am Realsystem

Nach dem Aufbau des Prüfstands erfolgte eine Funktionsprüfung der Komponenten des Prüfstands, der zugehörigen Datenerfassung und Auswertung. Der gesamte Spool mit seinen dynamisch ausgewuchteten Einzelkomponenten wurde anschließend durch Rolls-Royce Deutschland vor Ort in drei Ebenen ausgewuchtet. Als Datengrundlage dienten dabei die Signale der Beschleunigungssensoren auf den Lagergehäusen.

Aus Zeitgründen konnten leider die Gyroskopieversuche mit den zugehörigen Umbauten nicht durchgeführt werden, da eine anschließende Prüfstandsumrüstung mit der Ersetzung der SFDs durch Piezoaktoren realisiert werden musste.

5.1 Experimentelle Modalanalyse

5.1.1 Rahmen Lager 1

Die Eigenfrequenzen des Rahmen 1 wurden sowohl axial als auch radial überprüft. Die axiale Überprüfung war notwendig, da das Lager 1 zusätzlich eine Festlagerfunktion erfüllt und somit den Rahmen axial anregen kann. Die Untersuchung des Rahmens fand dabei ohne die Anbindung zum Lagergehäuse und Rotor statt. Der Grund dafür liegt darin, dass die Ringfederelemente mit ihrer Dämpfung die Modalanalyse stark beeinflussen. Zusätzlich wurde damit die Einbringung von Frequenzen und Nichtlinearitäten durch den LP-Spool vermieden. Das Lagergehäuse wurde lediglich vertikal unten im Rahmen abgestützt. Weiterhin wurden die axial montierten vertikalen Halterungen (Bild 4.13, (2)) zum Anschlag des Gehäuses weggelassen, da es sonst zum Kontakt mit dem nicht fixierten Gehäuse gekommen wäre. Diese Vorrichtungen besitzen eine überwiegend versteifende Wirkung für die radialen Schwingungen des Rahmens in vertikaler Richtung. Die Durchführung der Messungen erfolgte in dieser Art, um eine konservative Abschätzung für die niedrigsten Eigenfrequenzen zu erhalten und gleichzeitig den Einfluss von Nichtlinearitäten gering zu halten.

Die Messpunkte zur axialen Messung lagen stirnseitig Richtung der Turbine am Rahmen an den Aufnahmepunkten der Abstützung und in den Ecken, siehe Bild 5.1 links. Die Messpunkte zur radialen Messung lagen im Rahmen neben den Aufnahmen für die Abstützungen und nahe den inneren Ecken, siehe Bild 5.1 rechts. Die zugehörigen Beschleunigungssensoren sind in den Grafiken durch rote Markierungen angedeutet.

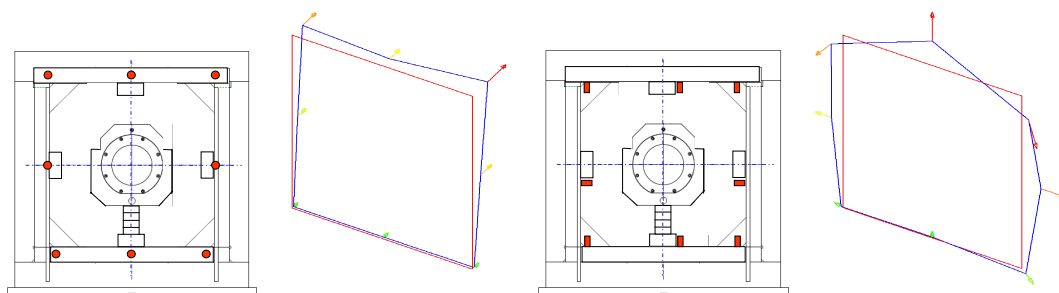


Bild 5.1: Niedrigste Biegeeigenformen des Rahmens von Lager 1, links: axial 216 Hz, rechts: radial 209 Hz

Die erste Biegeeigenfrequenz des Rahmens in axialer Richtung liegt bei 216 Hz. Durch die anzubringende vertikale Halterung wird sie sich geringfügig erhöhen. Die Eigenfrequenz liegt somit außerhalb des Betriebsbereiches von max. 150 Hz.

Die erste Biegeeigenfrequenz des Rahmens in radialer Richtung liegt bei 209 Hz und somit wieder oberhalb der Drehzahl des Betriebsbereiches. Durch die vertikale Halterung wird sich die vertikale Biegung deutlich reduzieren und zu einer höheren Frequenz verschieben. Zusätzlich bewirkt eine Halterung des Gehäuses durch Ringfedern eine Verspannung des Rahmens,

was wiederum zu höheren Eigenfrequenzen führt. Die Ringfedern bringen dabei noch zusätzlich Dämpfung ein.

5.1.2 Rahmen Lager 2 und 3

Die Rahmen von Lager 2 und 3 wurden ohne die zusätzliche Aussteifung durch die Verbindung des oberen U-Profils des äußeren Rahmens mit dem größten inneren Berstschutzring der Frontplatte des äußeren Berstschutzes (Bild 4.17) gemessen. Durch diese Verbindung ergibt sich zusätzlich eine Versteifung der vertikalen Schwingkomponenten. Insbesondere wird dabei auch die nicht aufgeführte axiale Steifigkeit vergrößert. Weiterhin wurde wie bei der Messung des Rahmens von Lager 1 das Lagergehäuse nur vertikal unten im Rahmen abgestützt.

Die größte Nachgiebigkeit ergibt sich oben in der Mitte am inneren Rahmen, da das obere U-Profil des äußeren Rahmens keine direkte Verbindung mit einer äußeren Struktur hat. Alle anderen äußeren U-Profile sind entweder einseitig oder ganz mit dem Fundament verbunden. Außerdem erhalten die seitlichen Profile durch die schrägen Aussteifungen eine zusätzliche

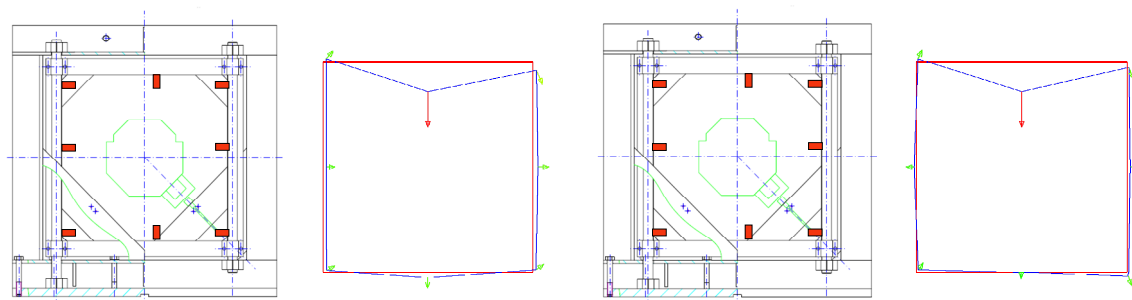


Bild 5.2: Niedrigste radiale Biegeeigenformen, links: Lager 2, 271 Hz, rechts: Lager 7, 302 Hz radiale Steifigkeit. Die beiden Rahmen unterscheiden sich durch die entgegengesetzte Anordnung der Hydraulikaktoren, wodurch die Anbindung zum äußeren Rahmen nicht zentral, sondern durch zwei Keilschuhe seitlich von den Aktoren erfolgt (siehe 4.2.1.5.2). Die Aktoren befinden sich nicht im Kraftfluss, d.h. sie sind im Normalbetrieb ohne Kontakt zum inneren Rahmen.

5.1.3 LP-Spool

Der LP-Spool soll in dem Programm NIROD (Nicht Lineare Rotordynamik) abgebildet werden. Aus diesem Grunde ist es notwendig, den LP-Spool in einer freien und einer eingebauten Konfiguration zu vermessen. Mittels der Ergebnisse der freien Konfiguration lassen sich die Modellparameter ohne den Einfluss der späteren Lagerung abgleichen. Mit der Messung im eingebauten Zustand lassen sich anschließend die Lagerungsparameter anpassen. Durch dieses Vorgehen können beide Konfigurationen nacheinander abgeglichen werden. Eine Überprüfung der Rotationssymmetrie der Parameter wurde in einer vorhergehenden Messung in der frei-freien Lagerungskonfiguration durchgeführt.

5.1.3.1 LP-Spool ohne Lagerung

Zur Messung wurde der LP-Spool in der frei-freien Konfiguration in Bild 5.4 verwendet. Da die Vermessung des Spools mit montiertem FSS erfolgte, mussten alle Bauteile zur späteren Anbindung von Lager 1 schon auf den LP-Shaft gesetzt werden. Um einen Einfluss bei der Messung durch die Bauteile zu verhindern, wurden sie in ihrer Position kontaktlos zum LP-Shaft vertikal fixiert. Die Lagerung des LP-Spools erfolgte im vorderen und hinteren Bereich vertikal mit weichen Federn. Als Erregung und Antwort wurde die horizontale Richtung gewählt, um den Einfluss der vertikalen Lagerung zu reduzieren. Es wurde dabei an 12 axialen Positionen entlang der Welle gemessen, sowie an 4 Positionen am Außendurchmesser der Turbine. Insgesamt ergeben sich somit 16 Messstellen.

Der LP-Schaft hat einen Fertigungsfehler, da er beim Ausbohren in Biegeschwingungen geriet, weshalb sich sein Innendurchmesser entlang des Rotors ungleichmäßig gestaltet. Über-

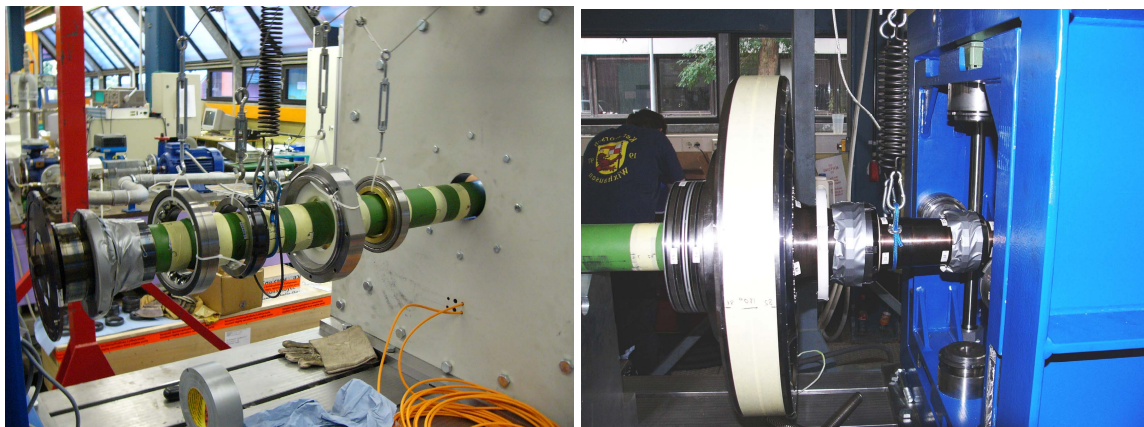


Bild 5.4: Lagerung des LP-Spools bei der frei-freien Modalanalyse

trieben kann man sich dabei eine Zigarrenform vorstellen. Zur Kontrolle seines radialen Symmetrieverhaltens erfolgten deshalb zusätzlich Messungen um 90° versetzt. Mit den Messun-

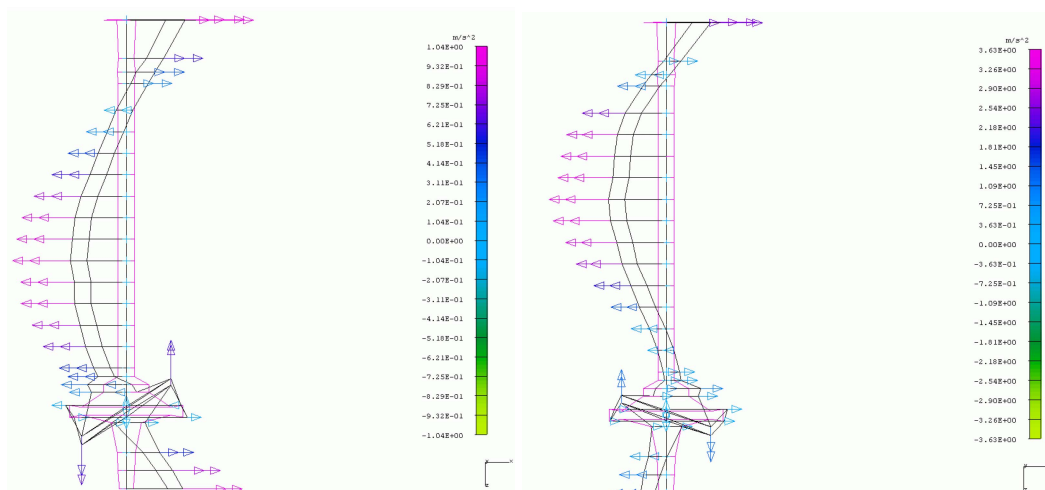


Bild 5.3: Frei-freie Modalanalyse zur Symmetrie des LP-Spools, 1. + 2. EF

gen in Bild 5.3 wurde das Symmetrieverhalten des Rotors überprüft. Hierfür wurden gegenüberliegende Sensoren verwendet, wobei nur das Ergebnis in einer Ebene dargestellt wird. Es

Nr.	Modale Parameter der Biegeeigenfrequenzen		
	1.	2.	3.
Biegeeigenfrequenz	51,6 Hz	134,5 Hz	334,7 Hz
Dämpfungsgrad	0,159 %	0,109 %	0,283 %

Tabelle 5.1: Experimentelle freie Modalanalyse, modale Größen

ist dabei besonders gut zu erkennen, dass bei der 1. EF die SFDs, insbesondere bei Lager 3, später eine starke Dämpfung aufgrund ihrer Erregung in die Schwingungsform einbringen können. Bei der 2. EF ist die Erregung des RRS geringer gegenüber der Auslenkung des LP-Schaftes, wodurch hier eine weniger ausgeprägte Wirkung der SFDs zu erwarten ist. In den Grafiken ist besonders das Verhalten der Turbine zum Rotor zu beachten und des damit sich ergebenden Schwingungsknotens vor der Turbine (2. EF). Das Ergebnis der radialen Symmetrie des LP-Schafts war positiv.

Die Modalanalyse ergibt die in Tabelle 5.1 angeführten modalen Größen. Die zugehörigen Modalformen sind im Bild 5.5 dargestellt, wobei eine Normierung auf das jeweilige Maximum erfolgt. Bei der ersten Biegeeigenfrequenz befindet sich die maximale Auslenkung ungefähr in der Mitte des LP-Spools. Bei der zweiten Biegeeigenfrequenz verschiebt sich das Schwingungsmaxima in Richtung Lager 1. Im Bereich der Turbine sind aufgrund der großen Massenträgheit nur geringe Schwingungen vorhanden. Die dritte Biegeeigenfrequenz liegt weit außerhalb des Betriebsbereiches, wobei das Maximum in der Nähe der ersten Eigenfrequenz liegt. Die erste Biegeeigenfrequenz hat im Bereich der SFDs im Verhältnis zum Maxi-

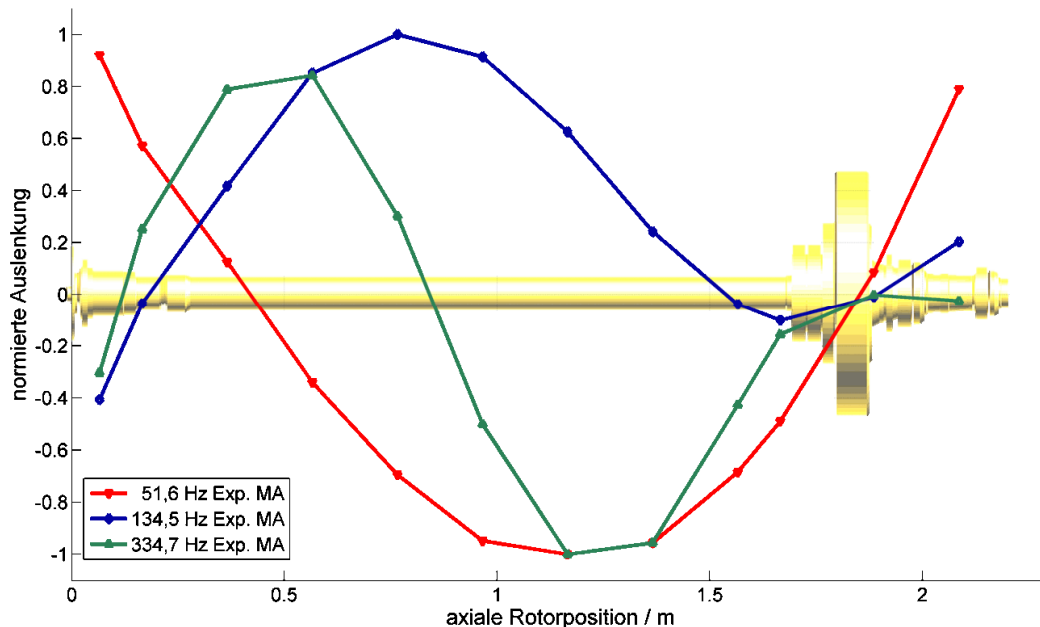


Bild 5.5: 1. - 3. Biegeeigenform der experimentellen frei-freien Modalanalyse des LP-Spools
 mum deutlich größere Auslenkungen als die zweite. Dieses Verhalten ist auch der Grund dafür, dass die erste Eigenfrequenz durch die SFDs besser gedämpft werden kann als die zweite. Die ermittelten Werte dienen zur Validierung des ungelagerten Berechnungsmodells in NIROD.

5.1.3.2 LP-Spool mit Lagerung

Als gelagerte experimentelle Modalanalyse wurde eine Konfiguration verwendet, bei der



Bild 5.6: Gelagerte Modalanalyse des LP-Spools

der LP-Spool in den Lagern montiert war, wobei die hinteren Lager auf dem Außendurchmesser der SFDs auflagen. Diese Position besitzt somit nur eine vertikale Steifigkeit, weshalb die Anregungen auch nur in dieser Richtung nach unten erfolgen konnten. Die Konfiguration ist dabei Bild 5.6 zu entnehmen. Bei den ermittelten Biegeeigenfrequenzen gilt es zu beachten,

dass die Steifigkeit der Abstützung bei Lager 2 und 3 nicht der Realität entspricht. Im Betrieb

Modale Parameter der Biegeeigenfrequenzen			
Nr.	1.	2.	3.
Eigenfrequenz	52,9 Hz	119,9 Hz	315,5 Hz
Dämpfungsgrad	2,018 %	1,474 %	0,535 %

Tabelle 5.2: Experimentelle gelagerte Modalanalyse, modale Größen

wirken die Kräfte der SFDs, sowie der Einfluss der Gyroskopie. Die Messungen dienen als

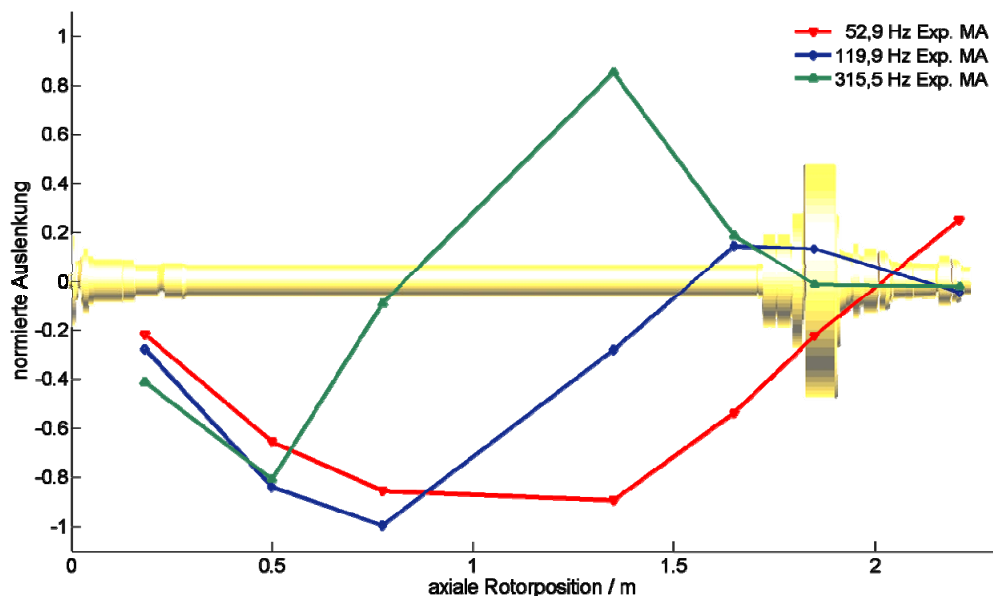


Bild 5.7: 1. - 3. Biegeeigenform der exp. gelagerten Modalanalyse des LP-Spools, ohne SFD-Einfluss, 0 min⁻¹

Vergleichsgrundlage zur Validierung mit einem gelagerten Berechnungsmodell in NIROD.

Die großen Dämpfungsgrade sind durch die liegende Lagerung in den SFDs begründet. Dabei findet eine starke Reibung zwischen dem SFD-Innenring und dem Gehäuse an beiden Lagerstellen aufgrund der dortigen Relativbewegung statt. Im Betrieb besteht nach dem Aufschwimmen dieser Zustand nicht mehr, sondern es wird dann die externe SFD-Dämpferkraft eingeleitet.

5.2 Experimentelle Ermittlung der unwuchterzwungenen Schwingungen

5.2.1 Signalauswertung

Die Auswertung der Messläufe gestaltete sich sehr aufwendig. Ein Grund dafür liegt in der Größe der Datensätze von bis zu 1,5 GB. Diese Speicherkapazität wurde bedingt durch die umfangreichen Anforderungen des Industriepartners in Hinblick auf die Datenarchivierung der Messläufe. Als Software wurde zur Auswertung das Programm MATLAB[®] verwendet, was es nötig machte, die Datensätze vom TXT-Format zum kompatiblen MAT-Format zu konvertieren. Der Vorteil der neuen Datensätze liegt in einer wesentlich schnelleren Einlesezeit in MATLAB[®] und einer kleineren Dateigröße. Die Umwandlung der Daten erfolgte durch das Einlesen der ASCII-Dateien in MATLAB[®], mit einer anschließenden Erzeugung einer so genannten MAT-Datei. In dieser Datei waren die Messdaten in sogenannten "Structures" abgelegt, d.h. durch eine Aneinandersetzung von Bezeichnungen und Punkten können

unter einem Hauptnamen viele Arten der zugehörigen Daten zusammengefasst werden. Die Auswertungsprogramme mussten hinsichtlich einer optimierten Speicherausnutzung angepasst werden, um bei Zwischenberechnungen und Abspeicherungen nicht die vorhandenen Ressourcen der Arbeitsspeicherkapazität zu überschreiten.

Ort	Sensorname	axiale Position	Messbezug
Messebene 1	WS12	Mitte LP-Shaft	Rotor zum Fundament
Messebene 2	WS34	LP-Shaft vor Turbine	Rotor zum Fundament
Messebene 3	WS56	Zwischen SFDs	Gehäuse zum Fundament
Messebene 3	WS78	Zwischen SFDs	relativ zwischen Rotor und Gehäuse
Messebene 3	WS5678	Zwischen SFDs	absolut zum Fundament aus WS56 + WS78

Tabelle 5.3: Bezeichnungen und Positionen der Wegsensoren

Die Wegmessungen beziehen sich auf 3 Messebenen, zu denen 8 Wirbelstromsensoren gehören, siehe Tabelle 5.3 und Bild 4.21. Die Sensoren sind als Paare im Winkel von 90° zueinander angeordnet (Bild 4.22) und messen die Bewegung des Rotors. Aus den Sensoren WS56 und WS78 wird rechnerisch und phasengerecht die Absolutbewegung der Welle zum Fundament ermittelt.

Zur Kompensation des geometrischen Fehlers des LP-Spools wird der Orbit bei 100 min^{-1} an den drei Ebenen der Wegsensoren zusammen mit den zugehörigen Drehwinkeln aufgezeichnet (Bild 5.8). Die niedrige Drehzahl ist notwendig, um den Einfluss von dynamischen Auslenkungen gering zu halten. Bei dieser Drehzahl sind die SFDs noch nicht aufgeschwommen.

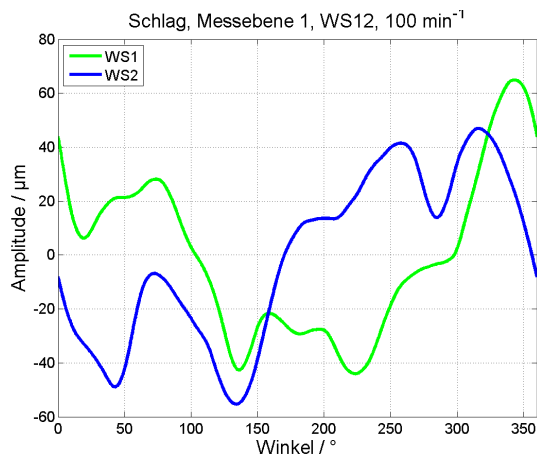


Bild 5.8: geometrischer Fehler Rotor, WS12

Die Wegsignale der Sensoren mit den zugehörigen Winkeln werden anschließend über 20 Umdrehungen gemittelt, um nicht periodische Unregelmäßigkeiten zu reduzieren. Die so bestimmten Auslenkungen der Sensorebenen werden zusammen mit dem Drehwinkel des Rotors abgespeichert und nachfolgend als Schlag bezeichnet. Bei allen anschließenden Messläufen werden die Messwerte der Wegsensoren aufgrund ihrer Winkelzugehörigkeit durch den jeweiligen Schlagwert kompensiert. Durch dieses Vorgehen soll die ausschließliche Betrachtung von dynamischen Auslenkungen gewährleistet werden. Nach einem Umbau des Prüfstandes wird der Schlag durch Messläufe jeweils neu bestimmt.

Bei Drehzahlen über 2.500 min^{-1} - in Abhängigkeit von der erregenden Unwucht - findet ein Aufschwimmen der SFDs statt. Die somit entstehende leichte axiale Neigung des Rotors hat bei der Ermittlung des Schlages keinen Einfluss, da beim Kompensieren der Orbits die absolute Position der Orbitmittelpunkte irrelevant ist. Die Signale der Sensoren beim Schlagmesslauf ohne zusätzliche Unwuchtsetzung werden mit einem Tiefpassfilter von hochfrequenten Störsignalen befreit. Dies ist notwendig, da das Verhältnis der Nutzsignale aufgrund der kleinen Auslenkungen gegenüber den Störsignalen gering ist.

Der Wuchtzustand des LP-Spools der nach dem Auswuchten erreicht wurde, wird immer noch durch die verbleibende Unwuchtverteilung beeinflusst. Dieser Lauf wird hier als Bestätigungslauf bezeichnet und nach jedem Umbau neu aufgezeichnet. Um den Einfluss der gesetzten Unwuchten besser zu erfassen, werden die Messläufe durch die jeweiligen Bestäti-

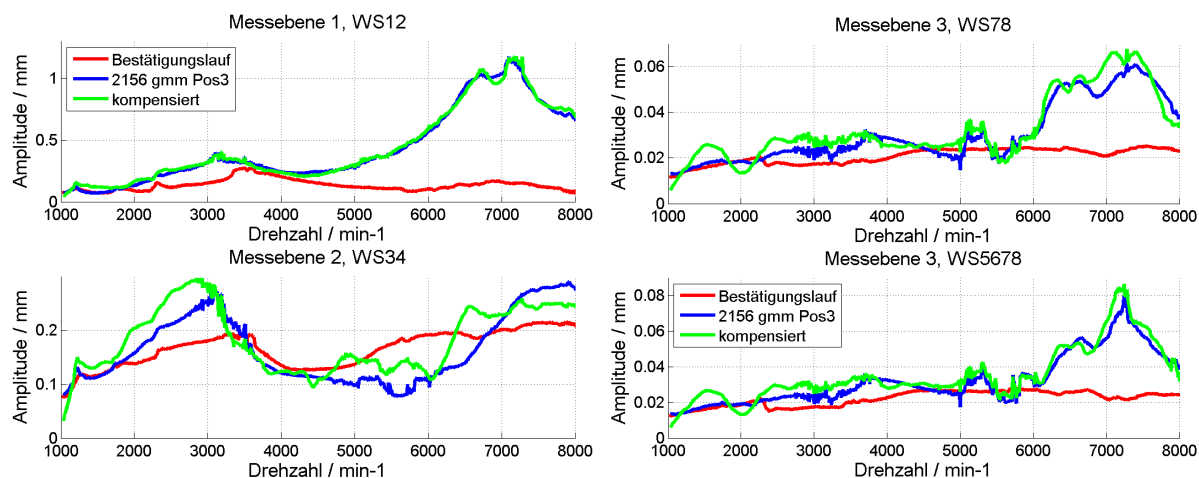


Bild 5.9: Kompensation bei 2156 gmm, Pos3

gungsläufe kompensiert (Bild 5.9). Dies geschieht über den gesamten Drehzahlbereich für jeden Sensor einzeln phasengerecht alle 10 min^{-1} , wobei auf 1° -Schritte pro Umdrehung interpoliert wird. Dabei werden 2 zusammenhängende Umdrehungen verwendet, um bei der folgenden Amplitudenauswertung des Orbits auch den 1. subharmonischen Anteil zu berücksichtigen. Die so aufbereiteten Messungen beinhalten nur noch die Schwingungsanteile aufgrund der eingeleiteten Unwuchten. Bei Läufen mit ausgeschalteten SFDs und Öldruckvariation erfolgt keine Kompensation. Die Kompensation ist auch für den Vergleich mit den numerischen Berechnungsergebnissen hilfreich, da das Modell von einem perfekt ausgewuchteten Rotor mit gezielt gesetzten Testunwuchten ausgeht.

Aus den kompensierten Daten der Orbits wird durch ein Fitverfahren eine Ellipse bestimmt. Beim sogenannten Ellipsefit wird eine Ellipse für den Orbit durch die Methode der Minimierung der Fehlerquadrate der Abstände zwischen Ellipse und Orbit ermittelt. Die Ellipse wird

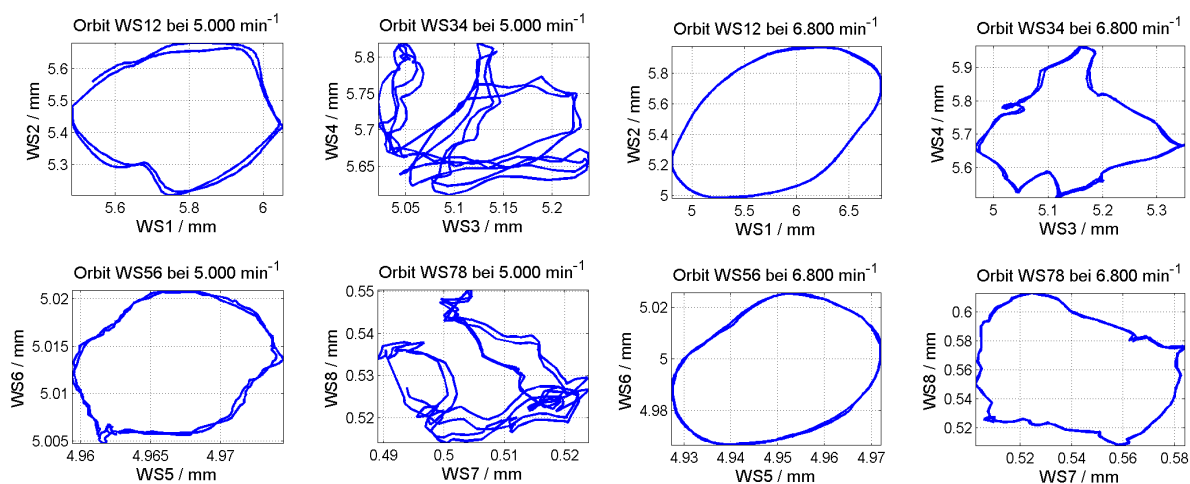


Bild 5.10: Orbits Pos3 bei 2156 gmm, ohne Kompensation

durch eine Translation des Ellipsenmittelpunktes in den Koordinatensystemursprung und eine anschließende Rotation der Ellipsenachsen auf die Koordinatenachsen transformiert. Zur Bestimmung der maximalen Amplitude des Orbits wird die Hauptachse der Ellipse verwendet. Der Orbit wird aus 2 mal 360° Läufen bestimmt, um einen subharmonischen Anteil zu be-

rücksichtigen. Der 1. höherharmonische Anteil befindet sich zweimal in einer Umdrehung, wohingegen sich der 1. subharmonische Anteil nur vollständig in 2 Umdrehungen befindet. Die Werte für die Absolutbewegung der Welle zum Fundament zwischen den SFDs (WS5678) werden bestimmt, indem WS 5 + WS 7 und WS 6 + WS 8 genommen werden.

Bei Läufen mit ausgeschalteten SFDs ist eine Kompensation jedoch nicht sinnvoll, da es sich dabei um Kontaktvorgänge in den SFDs handelt, weshalb der Kompensationslauf seine Vergleichsbasis verliert. Für diese Fälle erfolgt auch keine numerische Berechnung, da das neue Verhalten nicht implementiert wurde. Dazu gibt es eine Veröffentlichung von Roland Blutke [Blu09], die eine Extrapolation zu höheren Unwuchtlasten bei ausgeschalteten SFDs beinhaltet.

Die Auswertung der Amplituden der Orbits der Wegmessungen erfolgt nicht in Hinblick

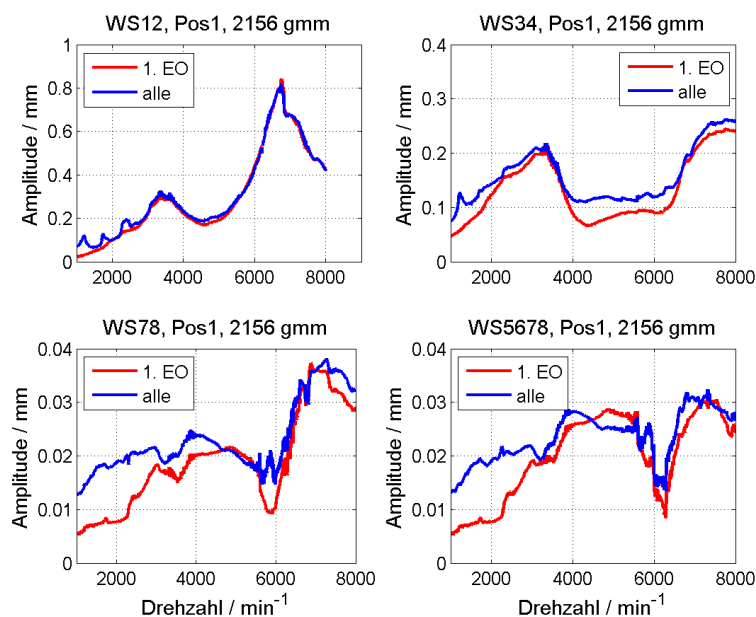


Bild 5.11: Amplituden WS12, Pos1 ohne Kompensation

auf die 1. grundharmonische Ordnung (1. E.O.), da stark entartete Orbitbereiche existieren, bei denen eine derartige Auswertung zu fehleranfällig erscheint. Zusätzlich handelt es sich zwar um eine Unwuchterregung, aber, aufgrund des nicht linearen Übertragungsverhaltens, gibt eine grundharmonische Ausgabe nicht das wirkliche Systemverhalten auf die Erregung wieder. Die entarteten Bereiche sind überwiegend bei den Sensoren WS34 und WS78 ausgeprägt, wobei erst oberhalb von 6.000 min^{-1} ein stabiler Bereich beginnt (Bild

5.10). Die Amplituden in der Messebene 1 sind oberhalb von 2.500 min^{-1} fast identisch mit

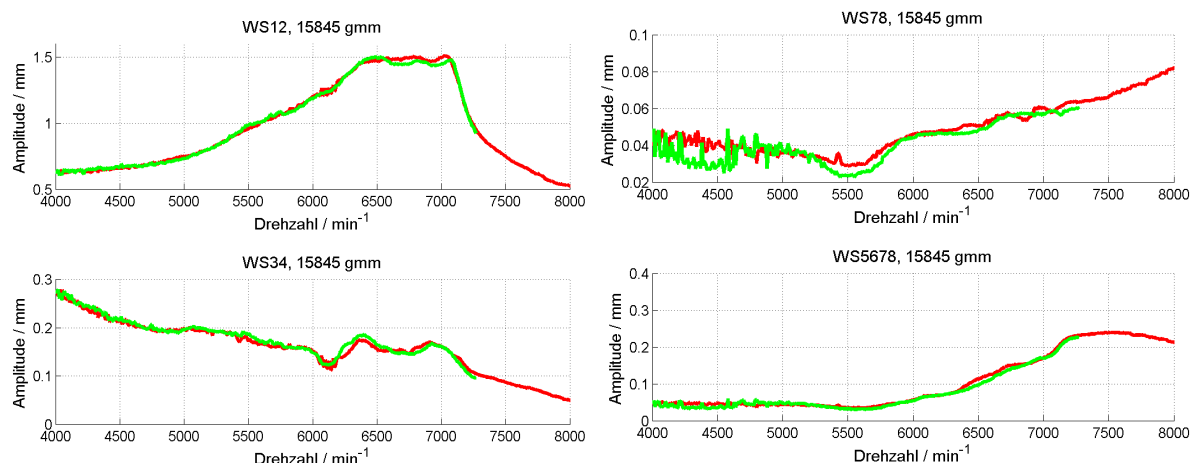


Bild 5.12: Reproduzierbarkeit zweier Messläufe ohne Kompensation

dem grundharmonischen Anteil (Bild 5.11).

Die Reproduzierbarkeit der Messläufe wird in Bild 5.12 für eine Unwucht von 15.845 gmm gezeigt, da bei niedriger Unwucht kaum ein Unterschied erkennbar ist. Dargestellt sind dabei die Läufe ohne Kompensation, um einen Vergleich mit den Originaldaten zu ermöglichen. Bei 4.000 min^{-1} werden die Unwuchten durch die Balancer eingeleitet. Bei WS12, WS34 und WS5678 gibt es nur geringe Unterschiede die kleiner als 2 % sind. Bei WS78 hingegen sind

bis 5.800 min^{-1} größere Unterschiede erkennbar. Der Grund dafür besteht in den bis dahin stark entarteten Orbits zwischen den SFDs, wodurch leichte Abweichungen entstehen können, Bild 5.10. Die ebenfalls entarteten Orbits bei WS34 sind aber anscheinend besser reproduzierbar zu vermessen. Obwohl sich WS5678 auch aus WS78 zusammensetzt sind diese Amplitudenverläufe besser reproduzierbar.

5.2.2 Axial verteilte kleine Unwuchten

Die Bestimmung des Einflusses von Unwuchten entlang des LP-Shafts ist wichtig zur Entwicklung von Auswuchtstrategien durch den Hersteller. Die Berechnung des Sensitivitätsverhaltens gegenüber Unwuchten gestaltet sich kompliziert, da der Rotor aus einem langen, dünnen und hohlen LP-Shaft mit einem überkritischen Verhalten besteht und der Einfluss der Nichtlinearität der SFDs hinzukommt. Die nachfolgenden Messungen liefern eine Basis zur Bestimmung der zugehörigen Einflusskoeffizienten. Bei allen in dieser Arbeit durchgeführten Messläufen werden die SFDs bei einem Absolutdruck von 5 bar mit Öl versorgt, was bei den Messläufen einem gemeinsamen Volumenstrom von ca. $0,5 \text{ l/min}$ entspricht.

5.2.2.1 Anordnung der Unwuchten

Die Unwuchttests sind aufgeteilt in 6 Ebenen entlang des LP-Shafts mit jeweils 3 verschiedenen niedrigen Unwuchtlevels. Dabei beinhaltet Level 1 die kleinste und Level 3 die größte Unwucht. Nachfolgend sind meist der Level 1 und 3 dargestellt, wobei der Level 2 als Kontrolle der Interpolierbarkeit der anderen beiden Levels dient. Zu jeder Position werden einzelne Testläufe mit allen Unwuchtlevels durchgeführt, wobei die Unwuchten immer unter der gleichen Winkelposition von 0° am Umfang des Rotors montiert werden. Diese resultierende

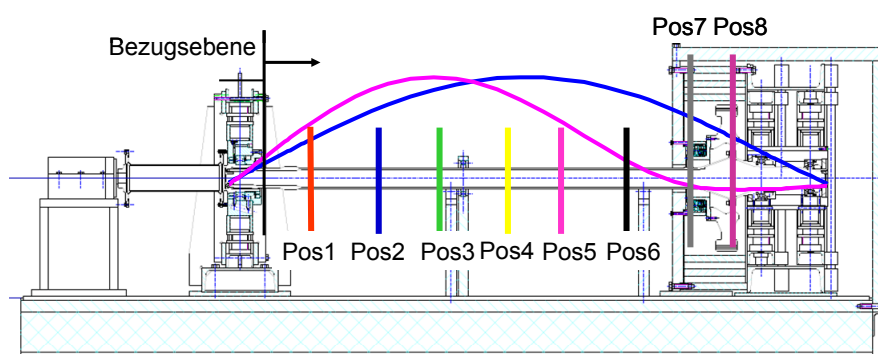


Bild 5.13: Axial verteilte Unwuchtpositionen entlang dem LP-Spool mit angedeuteten Biegeeigenformen Winkelposition wird bei allen Unwuchtläufen in dieser Arbeit verwendet. Insgesamt werden somit 18 Messläufe durchgeführt, wobei der Ölzufuhrdruck der SFDs (5 bar Absolutdruck), die Öltemperatur (ca. 30°C , $\pm 5^\circ\text{C}$) und die Hochlaufzeit vergleichbar sind. In den Dia-

Axiale Lage	Pos1	Pos2	Pos3	Pos4	Pos5	Pos6	Pos7	Pos8
Abstand / mm	198,5	446,5	695	919,5	1064,5	1217,5	1574	1740
Level 1 / gmm	1364	1364	1364	1364	1364	1364	2451	2375
Level 2 / gmm	1719	1719	1719	1719	1719	1719	-	-
Level 3 / gmm	2156	2156	2156	2156	2156	2156	4354	4400

Tabelle 5.4: Z-Koordinaten der Unwuchtringe gemessen von der turbinenseitigen Kante des FSS.

grammen werden immer ausschließlich die Hochläufe betrachtet. Die Positionen der Unwuchten werden in Bild 5.13 gezeigt und in Tabelle 5.4 quantifiziert. Zusätzlich finden als Ver-

gleich die Positionen des Balancer 1 (Pos7) und der hinteren Seite der Turbine (Pos8) Verwendung. Von großem Interesse ist dabei das lineare Verhalten des Rotors im Bereich von kleinen Unwuchten (Level 1 - 3).

5.2.2.2 Messungen

Im Bild 5.14 sind die kompensierten Wegamplituden in der Mitte der Welle (Messebene 1) dargestellt. Die sensitivste Position ist dabei die Position 3. Die maximalen Amplituden für die Messebene 1 (Sensoren WS12) sind in Tabelle 5.5 dargestellt. Die 1. Eigenfrequenz liegt dabei für die Positionen 2 - 6 zwischen $3.200 - 3.250 \text{ min}^{-1}$ (53,3 - 54,2 Hz), was sich nahe an

Messebene 1, WS12	Pos1	Pos2	Pos3	Pos4	Pos5	Pos6
1. 1364 gmm / min^{-1}	3.350	3.250	3.250	3.250	3.250	3.250
1. 2156 gmm / min^{-1}	3.370	3.200	3.200	3.200	3.200	3.250
2. 1364 gmm / min^{-1}	6.700	6.700	6.700	6.600	6.450	6.400
2. 2156 gmm / min^{-1}	6.750	6.750	6.750	6.700	6.600	6.350

Tabelle 5.5: Verschiebung der max. Amplituden der Läufe bis 7.000 min^{-1} , 1.+2. Eigenfrequenz der gelagerten Modalanalyse von 52,9 Hz befindet. Die 2. Eigenfrequenz liegt dabei für die Positionen 2 - 4 zwischen $6.700 - 6.750 \text{ min}^{-1}$ (111,7 - 112,5 Hz). Besonders große Abweichungen gibt es hier durch die Position 6 bei 2156 gmm und die Positionen 5 - 6 bei 1364 gmm. Bei allen Messungen ist auffallend, dass sich mit größerer Unwucht und sensiverer

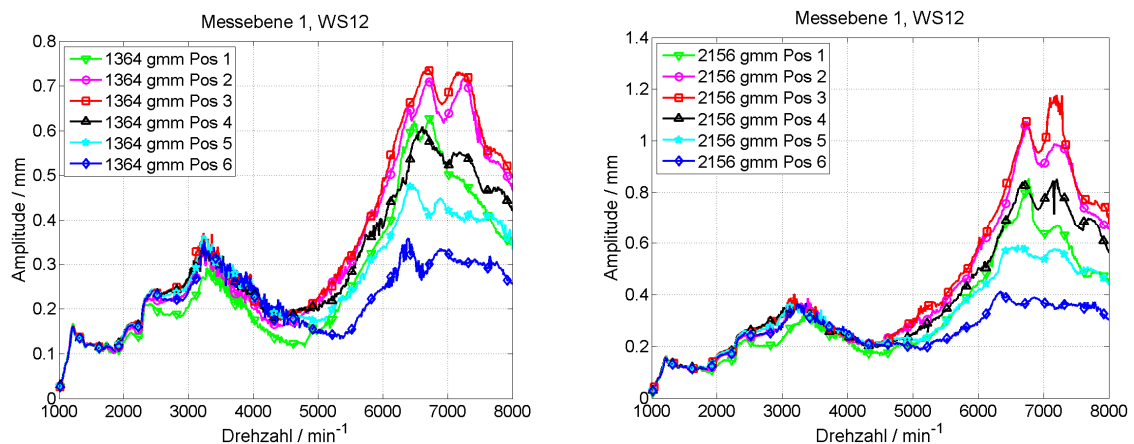


Bild 5.14: Amplituden der Orbits gemessen in der Mitte des LP-Shafts

Position neben der bisherigen 2. Eigenfrequenz ein Amplitudenmaximum bei 7.200 min^{-1} ausprägt.

Bei der 1. Eigenfrequenz liegen die Amplitudenmaxima dicht beieinander, wobei sich dabei die Drehzahl nur gering verändert. Der Grund dafür liegt in der starken Dämpfung dieser Eigenform, bedingt durch die relativ großen Auslenkungen am RSS bzgl. der Mitte des LP-Shafts (Bild 5.7).

In der Messebene 2 (WS34) ist die 1. Eigenfrequenz deutlich zu erkennen. Die 2. Eigenfrequenz hat dagegen keine signifikante Ausprägung. Der Grund dafür liegt in der Sensorposi-

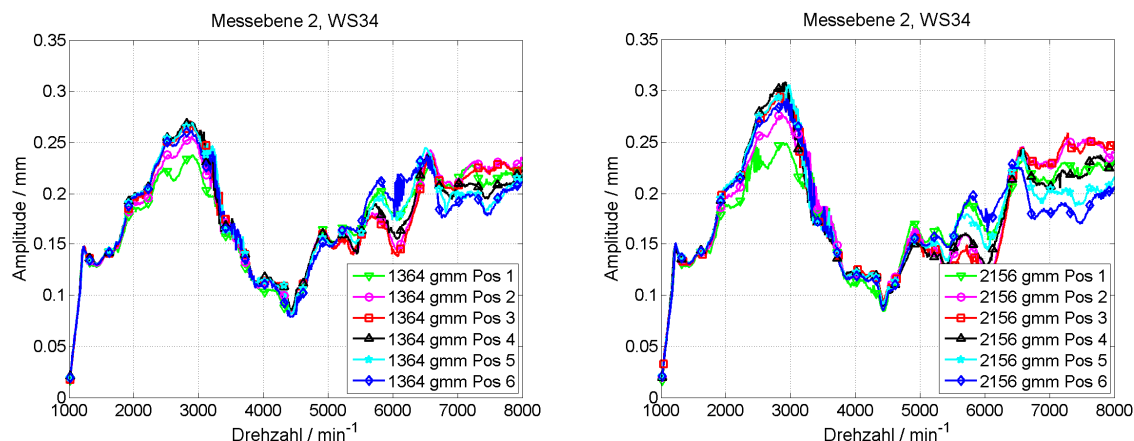


Bild 5.15: Amplituden der Orbits gemessen vor der Turbine

on der Messebene 2 gegenüber der 1. und 2. Eigenform (Bild 5.7). Bei der 1. Eigenform befindet sich WS34 noch im Bereich des Schwingungsbauches, wohingegen sich bei der 2. Eigenform der Schwingungsknoten in direkter Nähe befindet.

In der Messebene 3 mit den Sensoren WS78 wird die relative Bewegung zwischen den

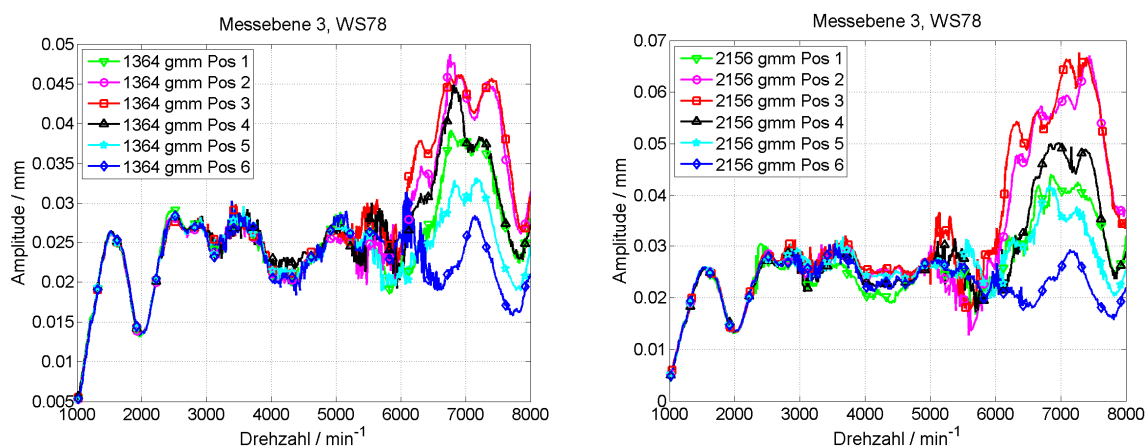


Bild 5.16: Amplituden der Orbits gemessen zwischen den SFDs, relativ zwischen Gehäuse und der Welle SFDs zum Lagergehäuse gemessen, d.h. die relative Bewegung des SFD-Spalts zwischen den SFDs. Bei der 1. Eigenfrequenz liegen auch hier wieder die Amplitudenwerte durch die SFD-

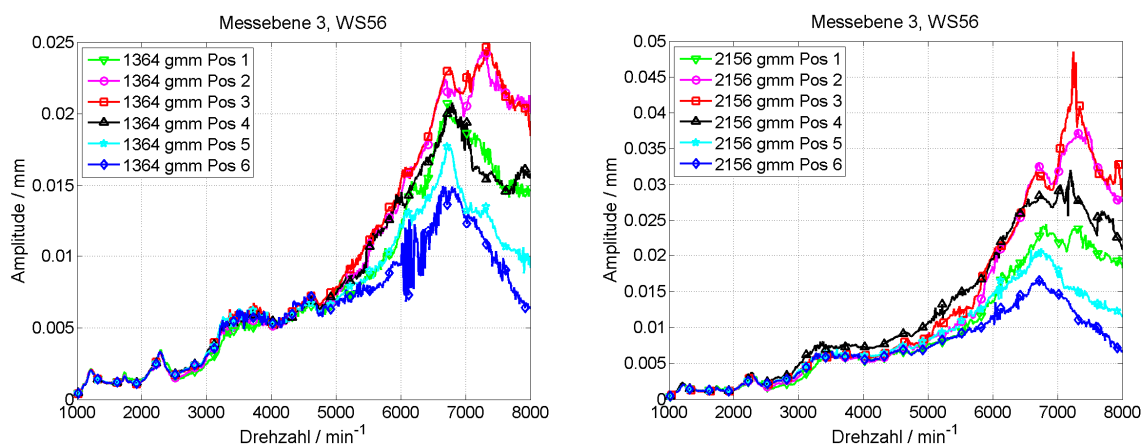


Bild 5.17: Amplituden der Orbits gemessen zwischen Gehäuse von Lager 2, 3 und dem Fundament

Dämpfung dicht beieinander. Bei der 2. Eigenfrequenz entspricht die Reihenfolge der Maximalwerte denen der Sensoren WS12.

Die Sensoren WS56 zeigen in den Wegen zwischen dem Gehäuse der Lager 2, 3 und dem Fundament einen kontinuierlichen Anstieg bis 7.200 min^{-1} . Bei der ersten Resonanz ist eine kleine Überhöhung sichtbar. Bei 1.364 gmm sind bei den Positionen 2 und 3 die 7.200 min^{-1} deutlicher ausgeprägt, wohingegen bei den anderen Positionen die 6.800 min^{-1} vorherrschen. Bei den Läufen mit 2.156 gmm ist nur noch die Position 6 bei 6.800 min^{-1} überwiegend. Es ist dabei zu erkennen, dass mit steigender Unwucht und Sensitivität die Amplituden bei 7.200 min^{-1} bei den Gehäuseschwingungen überwiegen. Für diese Schwingungen muss das 70 kg schwere Gehäuse Schwingungen zwischen Fundament und Welle ausführen. Die Ringfedern wirken dabei in Richtung Fundament federnd und stark dämpfend. In Richtung des Rotors erfolgt die Dämpfung durch die SFDs. Beim Lauf mit 2.156 gmm auf Position 3 ist bei 7.200 min^{-1} ein starker Amplitudenanstieg sichtbar, der in das bisherige Verhalten nicht passt. Die Überhöhung ist am deutlichsten bei WS56 erkennbar und zeigt ihre Wirkung auch bei WS12. Zwar ist sie bei WS78 nicht so stark ausgeprägt, aber in der Absolutbewegung bei WS5678 wieder signifikant. Dies bedeutet, dass die Überhöhung von $10 \mu\text{m}$ an dieser Position maßgeblich in der Gehäusebewegung wiederzufinden ist.

Die Sensoren WS5678 ergeben sich aus der phasengerechten Superposition der Sensoren

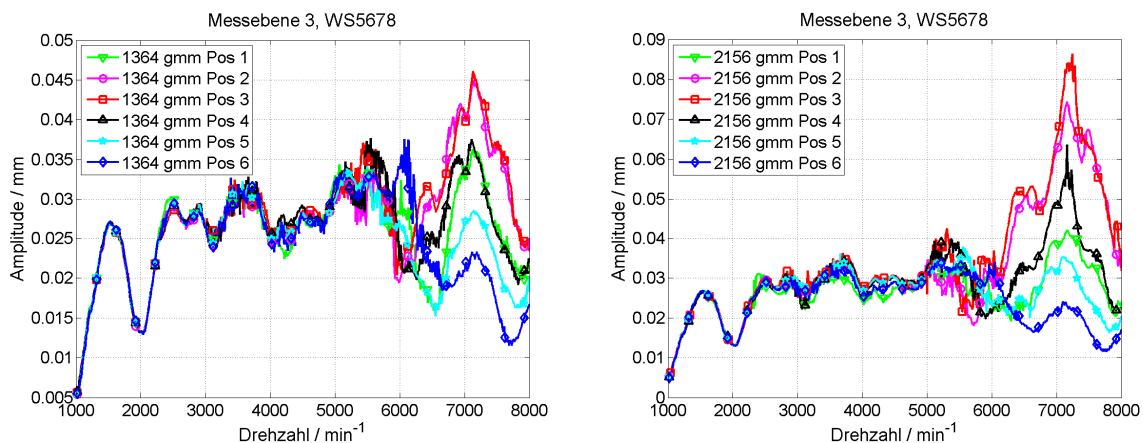


Bild 5.18: Amplituden der Orbits gemessen zwischen den SFDs, zwischen Welle und Fundament

WS 5 und WS 7, sowie WS 6 und WS 8. Die Berücksichtigung der Gehäuseschwingung aus WS56 ergibt somit die Absolutbewegung des RSS zwischen den SFDs bezogen auf das Fundament. Damit besitzen WS12, WS34 und WS 5678 die gleiche Bezugsebene bzgl. des Rotors. Bei WS5678 ist eine deutliche Veränderung im Bereich der 2. Eigenfrequenz gegenüber WS78 zu erkennen. Die Maxima befinden sich bei 7.200 min^{-1} und sind dort stärker ausgeprägt.

5.2.2.3 Sensitivitätsverhalten

Beim Sensitivitätsverhalten gegenüber Unwuchterregung auf dem LP-Shaft geht es um das Linearitätsverhalten des LP-Spools. Dabei ist die Größe eines linearisierten Bereichs von Interesse, um die dortige Linearisierung im Arbeitspunkt für mögliche spätere Unwuchtsetzungen - z.B. zum Auswuchten - verschiedener Positionen und Größen zu überprüfen. Zur Überprüfung werden 5 verschiedene Auswertungen verwendet:

1. Die Variation der Messungen in Position und Betrag werden in ihren gemessenen Amplituden gegenübergestellt, womit ein direkter Vergleich möglich ist.
2. Die Messungen werden bzgl. der Amplituden der jeweiligen Unwuchtläufe bei Position 3 im Bereich von 6.800 min^{-1} normiert, wodurch ein Sensitivitätsvergleich zur Position 3 möglich ist.

- Die Amplituden der Messläufe werden auf ihre jeweilige Unwucht bezogen und auf eine Erregung von 1.000 gmm skaliert. Bei einem anschließenden Vergleich der Messläufe gleicher Position ist eine Abweichung zum linearen Verhalten sofort erkennbar.
- Aus zwei Messläufen (Level 1 - 1364 gmm und Level 3 - 2156 gmm) wird als Basis des 1364 gmm Laufs ein Lauf bei 1719 gmm (Level 2) interpoliert, der als Vergleichsmesslauf vorliegt. Die Interpolation erfolgt durch eine Superposition der Differenz der beiden Messläufe, die durch das Unwuchtverhältnis der Läufe gewichtet wird, und zu dem Lauf bei 1364 gmm addiert wird.
- Als weitere Vergleichsmöglichkeit werden die radialen Schwinggeschwindigkeiten des hinteren Lagergehäuses verwendet, wobei die Daten auf 1.000 gmm normiert, um die Schwingungen des Laufs ohne zusätzliche Unwucht kompensiert, sowie auf den 1. grundharmonischen Anteil reduziert sind.

Zu 1.:

Zum Vergleich der Messdaten werden nur die Positionen der Messebene 1 (WS12) und der Messebene 3 (WS78) verwendet. In Bild 5.19 sind diese Messläufe dargestellt. Die Läufe mit

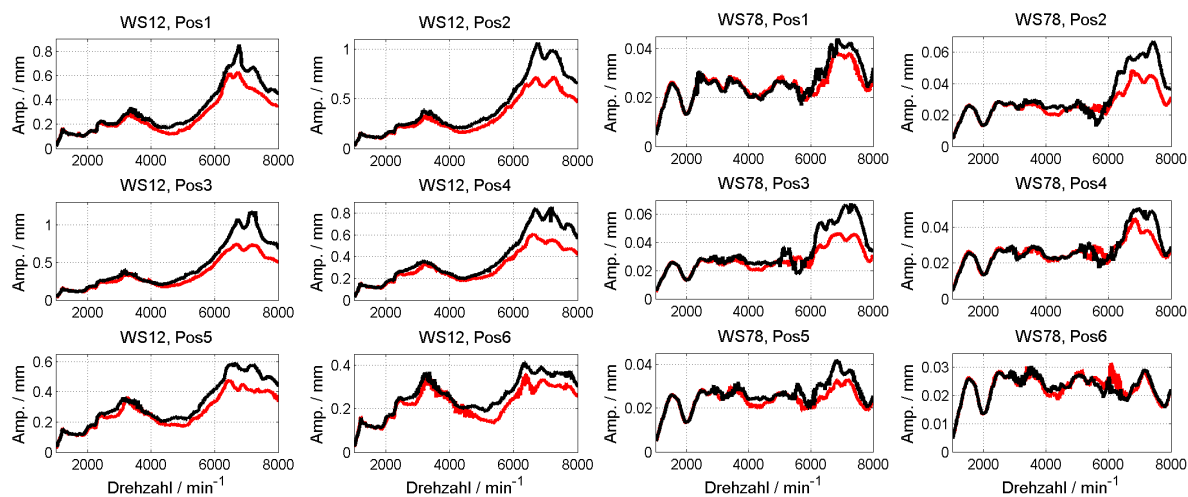


Bild 5.19: Amplituden der Orbits der Sensitivitätsläufe bei **1364 gmm** und **2156 gmm**

2156 gmm erzeugen erwartungsgemäß größere Auslenkungen als bei 1364 gmm. Bei WS12 ist die Überhöhung bei dem mittleren am deutlichsten zu erkennen, wobei dies auf die Positionen 2 und 3 am signifikantesten zutrifft. In Bild 5.20 sind die relativen Abweichungen der maximalen Amplituden bei 2156 gmm bezogen auf die Werte der Läufe bei 1364 gmm dargestellt.

Die relativen Abweichungen sind bei WS12 deutlich größer als bei WS78, wobei die Position 5 die Ausnahme bildet. Das Verhalten der Abweichungen ist dabei nicht auf die Sensorebenen übertragbar. Die Positionen 2 und 3 liegen in beiden Messebenen im Abweichungsverhalten eng beieinander.

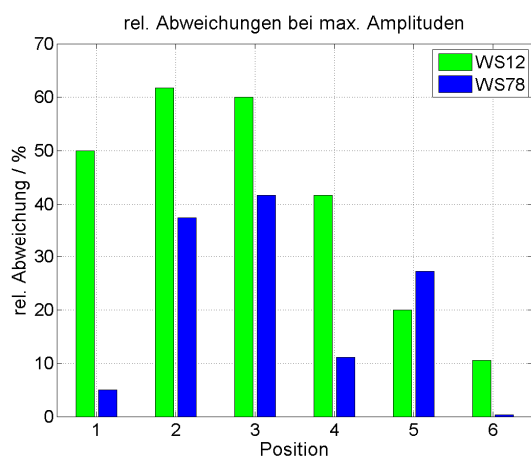


Bild 5.20: rel. Abweichung bzgl. 1364 gmm

Die Position 5 bildet die Ausnahme. Das Verhalten der Abweichungen ist dabei nicht auf die Sensorebenen übertragbar. Die Positionen 2 und 3 liegen in beiden Messebenen im Abweichungsverhalten eng beieinander. Die Unempfindlichkeit der Position 6 ist bei den SFDs (WS78) noch deutlicher ausgeprägt als in der Wellenmitte (WS12), was auch für die Position 1 gilt.

Zu 2.:

Die im Bereich von 6.800 min^{-1} gemessenen Amplituden werden auf die Position 3 normiert und links in Bild 5.21 dargestellt. Dabei kann direkt die Sensitivität der Positionen bei WS12 bezogen auf die Position 3 abgelesen werden. Die Auswertung geschieht beispielhaft für die wichtige Messebene 1 (WS12), da hier die größten Auslenkungen zu erwarten sind. Zusätzlich wird der Messlauf von 1719 gmm verwendet, um einen wichtigen Zwischenschritt im Verhalten nachvollziehen zu können. Die Kurven werden um das arithmetische Mittel aus den 1364 gmm und 2156 gmm Messläufen ergänzt. Als Vergleichswerte sind zwei Messungen an der Position 7 (vorderer Balancer) und Position 8 (hinterer Bereich der Turbine) ange-

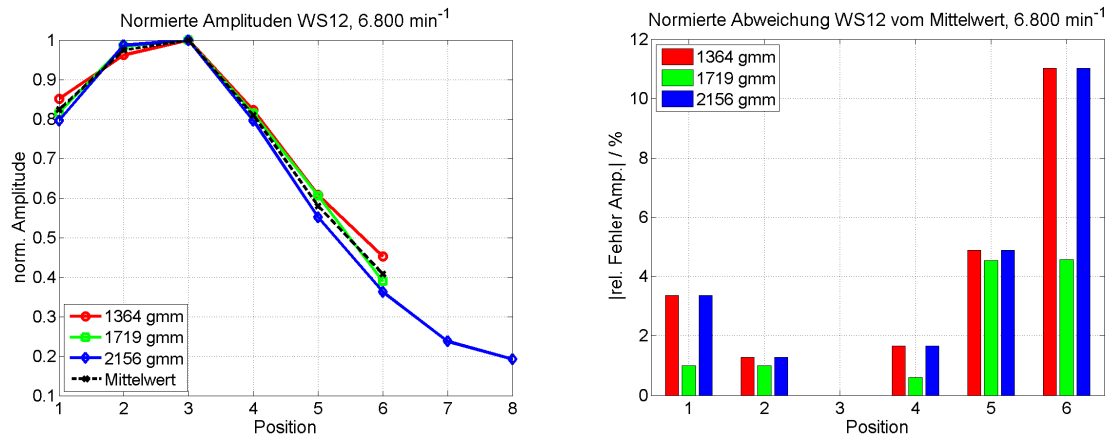


Bild 5.21: Sensitivitätsanalyse bei 6.800 min^{-1}

geben. Das generelle Verhalten der drei Unwuchtsetzungen zur Position 3 stimmt dabei gut überein. Bei den Positionen 2 und 4 gibt es die geringsten Abweichungen. Die Tendenz im Verhalten der Messläufe zwischen 1364 gmm und 2156 gmm wird durch die Messläufe bei 1719 gmm bestätigt, da sich diese Werte immer im Zwischenbereich befinden und nah an der Mittelwertkurve liegen. Die Abweichungen sind bei den 1719 gmm Läufen erwartungsgemäß am geringsten, da sie sich vom Unwuchtbetrag her in deren Mitte von 1364 gmm und 2156 gmm befinden. Die dargestellten normierten Abweichungen stellen die relativen Abweichungen der Messläufe zum Mittelwert dar, die auf den Mittelwert bezogen sind. Die Unwuchtpositionen 7 und 8 haben nur eine Sensitivität von 23 % bzw. 19 % gegenüber der Position 3. Dabei wirken sich die große Masse der Turbine sowie die Lagernähe aus. Zusätzlich gilt es noch zu berücksichtigen, dass durch diese Unwuchtpositionen, dabei insbesondere durch Position 7, auch Momente durch die Unwuchten in das System an der Flanschstelle der Turbine eingeleitet werden.

Zu 3.:

Eine Normierung der Messdaten auf eine Unwuchtsetzung von 1.000 gmm würde bei einem linearen Systemverhalten auf identische Messläufe führen, da der Einfluss der nach dem Wuchten verbliebenen Restunwuchtverteilung messtechnisch kompensiert wurde. Da das System aber nichtlineare Komponenten beinhaltet (vorrangig SFDs), kann zwangsweise schon die Kompensation nicht perfekt realisiert werden. Das nichtlineare Verhalten wird mit steigender Unwucht immer stärker, wodurch die Bereiche der linearisierten Arbeitspunkte bei großen Unwuchten nur noch sehr klein ausfallen.

In Bild 5.22 ist eine derartige Normierung für die kleinen Unwuchten der Sensitivitätsläufe

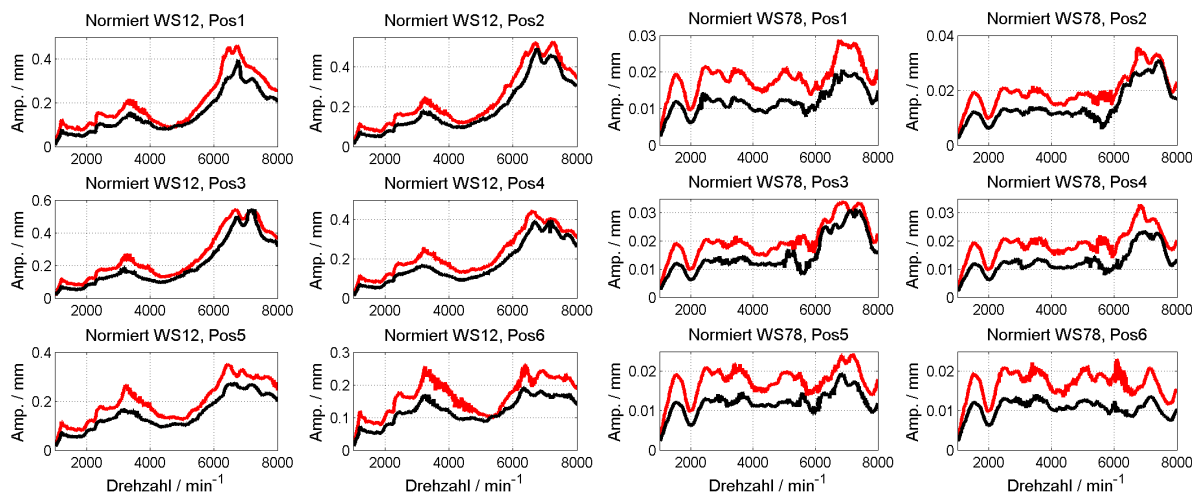


Bild 5.22: Auf 1.000 gmm normierte Amplituden der Orbits, **1364 gmm**, **2156 gmm**

dargestellt. Als Beispiel sind wieder die Messungen der Sensoren WS12 und WS78 verwendet worden. Bei den Diagrammen ist auffällig, dass durch die Normierung auf 1.000 gmm die Läufe mit 1364 gmm größere Amplituden als die Läufe mit 2156 gmm besitzen. Der Grund dafür liegt darin, dass mit steigender Unwucht die Exzentrizität und damit die Dämpferkraft der SFDs überproportional ansteigen. Die stärkere Dämpfung größerer Amplituden ist somit

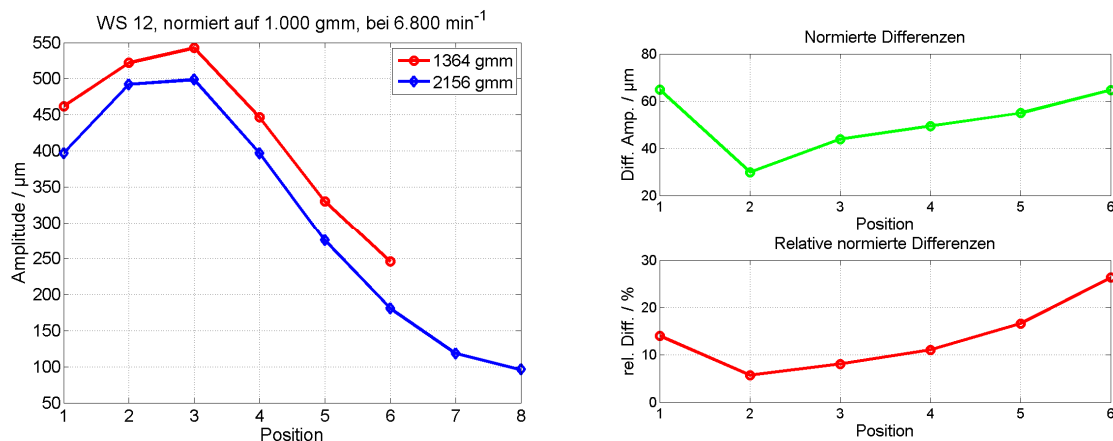


Bild 5.23: Auf 1.000 gmm normierte Sensitivitäten

der Grund für dieses Verhalten. Im Bild 5.23 links sind, wie schon im Bild 5.21 links, die maximalen Amplituden von WS12 im Bereich von 6.800 min^{-1} dargestellt, wobei diesmal nicht auf Position 3, sondern auf 1.000 gmm normiert wurde. Bei einem rein linearen Verhalten müssten die Kurven identisch sein, da für solche Systeme das Superpositionsprinzip gilt. Die Positionen 7 und 8 sind wieder als Vergleich eingetragen. Die normierte Differenz gibt dabei den Anteil an, um den die Dämpfung stärker wirkt. Im Mittel liegt sie bei ca. $50 \mu\text{m}$, Bild 5.23 rechts oben. Im Bild 5.23 rechts unten sind die relativen normierten Differenzen eingetragen, die ein Maß für die Abweichung zum linearen System darstellen. Die Positionen 5 und 6 sind dabei besonders hervorstechend. Dies kann man schon in den normalen Messläufen in Bild 5.19 sehen, wo es im unteren Drehzahlbereich kaum einen Unterschied zwischen den beiden Unwuchtlevels gibt. Der Grund für die geringe Sensitivität und Reaktion auf Unwuchtveränderung liegt in der Position nahe der Turbine und des Lagers 7. Durch die Gyroskopie und Trägheitskräfte der Turbine haben die kleinen Unwuchtsetzungen (im Verhältnis zur Turbinenmasse) nur geringe Schwingungsveränderungen als Auswirkung. Bei hohen

Drehzahlen ändert sich das leicht, da sich die Unwuchtkraft proportional zum Quadrat der Drehzahl verhält.

Zu 4.:

Da eine einfache Skalierung eines Messlaufs auf die gesuchte Unwuchtgröße zur Einschätzung einer neuen Unwuchtsetzung nicht sinnvoll erscheint (Bild 5.22), wird ein neues Verfah-

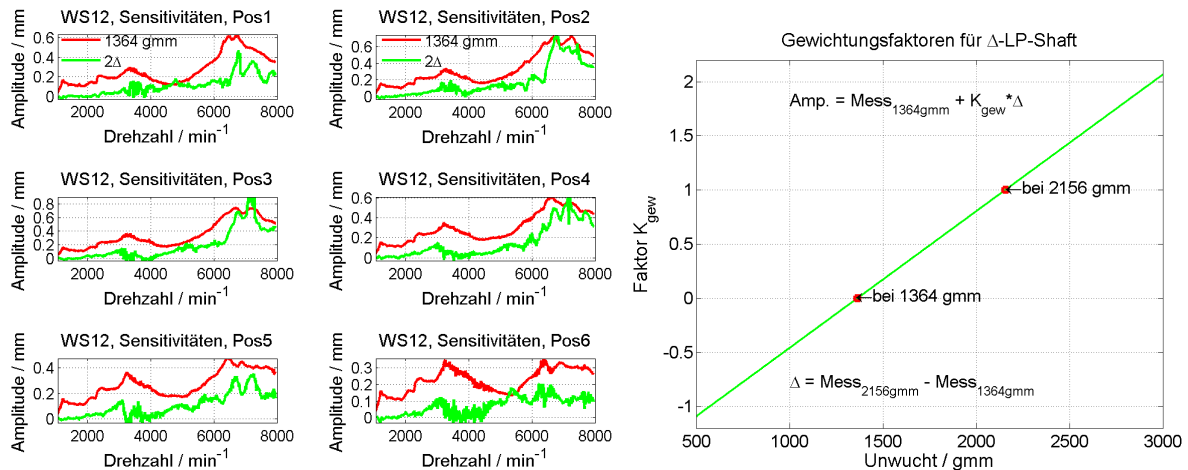


Bild 5.24: Gewichtungsfaktoren und Komponenten der Sensitivitäten für LP-Shaft mit WS12
ren zur besseren Vorhersage verwendet. Dabei erfolgt eine Interpolation zwischen den Berei-
chen von Level 1 ($\text{Mess}_{1364\text{gmm}}$) und Level 3 ($\text{Mess}_{2156\text{gmm}}$). Als Basis wird die im Messlauf

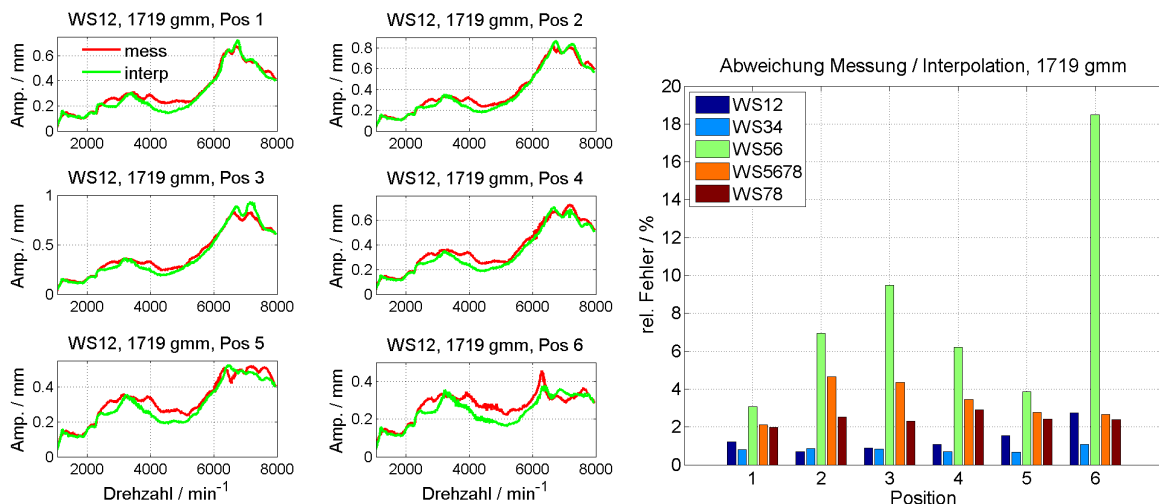


Bild 5.25: Vergleich Messung und interpolierte Messdaten bei 1719 gmm durch 1364 gmm und 2156 gmm
von Level 1 enthaltene Nichtlinearität mit der Differenz Δ addiert, wobei Δ eine Gewichtung
durch K_{gew} erfährt, Bild 5.24 rechts. Links ist die Basismessung von 1364 gmm und zur bes-
seren Visualisierung die zugehörigen Differenzen als 2Δ dargestellt. In Bild 5.25 ist beispiel-
haft der Vergleich des Interpolationsergebnisses für WS12 bei 1719 gmm mit einer Messung
angegeben. Wie man erkennen kann, liefert die Berechnung der Schwingungen ein sehr ak-

$$\text{rel.Fehler} = \frac{\langle (\text{interp} - \text{mess}), (\text{interp} - \text{mess}) \rangle}{\langle \text{mess}, \text{mess} \rangle} \quad (5.1)$$

zeptables Ergebnis. Diese optische Einschätzung wird durch die anschließende Betrachtung
des relativen Fehlers unterstützt. Dabei ist die Varianz für die gesamte Drehzahl aus den Vek-
toren der interpolierten (interp) und gemessenen Daten (mess) auf die Summe der Quadrate
des Messvektors bezogen, Gleichung (5.1). Die ermittelten Abweichungen liegen dabei bis

auf WS56 unter 5 %. Für die Messebene 2 (WS34) liegt sie sogar bei unter 1 %. Dies gilt auch für WS12 bei den sensitiven Positionen 2 - 4. Die Schwingungen zwischen den SFDs (WS78) lassen sich damit bis auf eine Abweichung von 3 % ebenfalls gut abschätzen. Die Schwingungen des Lagergehäuses 2, 3 (WS56) lassen sich aufgrund des Verhaltens der Ringfedern leider deutlich schlechter prognostizieren. Die Abweichungen bei den Sensoren WS56 (Gehäuseschwingungen zum Fundament) bestehen hauptsächlich im Bereich der 2. Resonanz und dem darüber liegenden Drehzahlbereich. Der dortige Einfluss der Nichtlinearität der Ringfedern ist sehr abhängig von der Erregung. Obwohl die Gehäuseschwingung in der Absolutbewegung zwischen den SFDs (WS5678) enthalten ist, wird dabei eine Abweichung von max. 4,2 % erreicht. Diese Art der Berechnung stellt ein geeignetes Mittel zur linearen Interpolation an den Unwuchtpositionen 1 - 6 im Bereich zwischen Level 1 und Level 3 dar.

Eine Extrapolation ergibt schlechtere Rekonstruktionsergebnisse, was beispielhaft für 2156 gmm aus den Messläufen bei 1364 gmm und 1719 gmm erfolgt (Bild 5.26). Der Unterschied

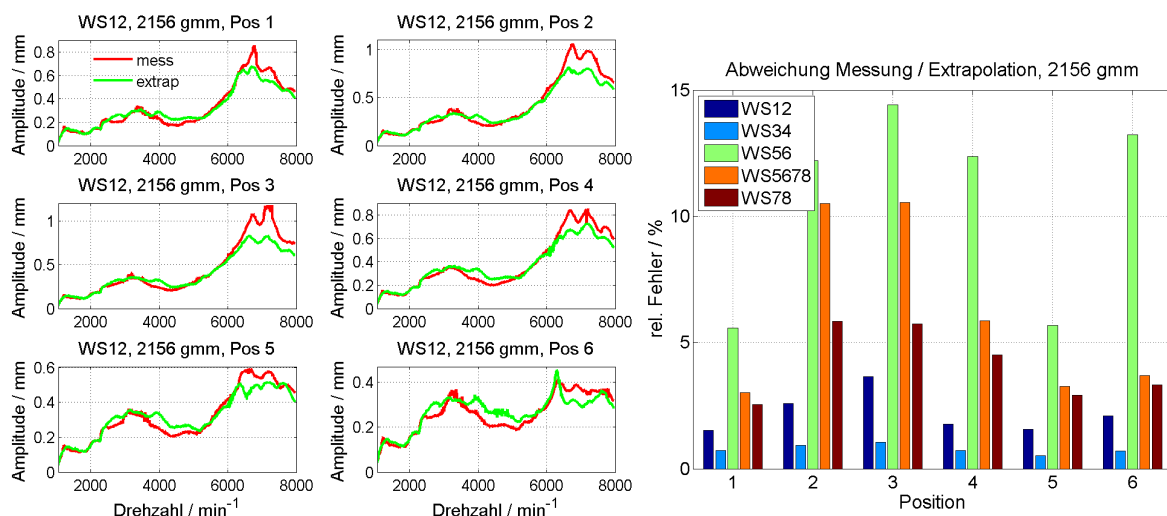


Bild 5.26: Vergleich Messung und extrapolierte Messdaten bei 2156 gmm durch 1364 gmm und 1719 gmm zur Interpolation fällt dabei besonders in der Verdopplung der Abweichungen von WS78 und WS5678 auf. Bei WS12 gilt dies auch für die Positionen 1 - 4. Die Verschlechterung der Qualität der Rekonstruktion fällt bei Betrachtung der Amplitudenverläufe oberhalb von 6.000 min^{-1} auf. Hier werden bei WS12 die Amplitudenmaxima im Mittel um ca. 20 % unterschätzt. Anscheinend ist dieser Unwuchtabstand zu groß für die Ausweitung des linearisierten Bereiches.

Zu 5.:

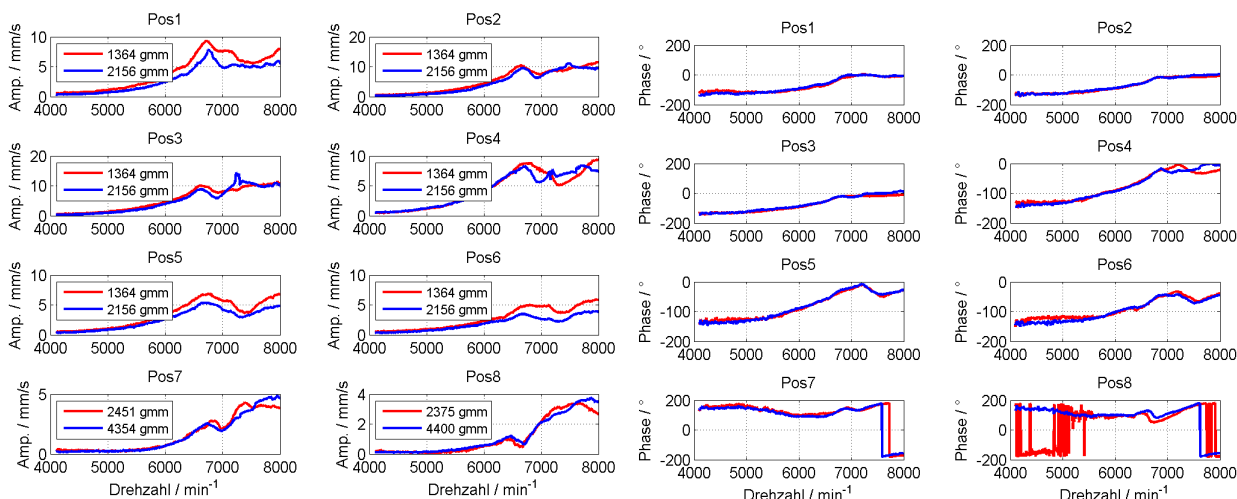
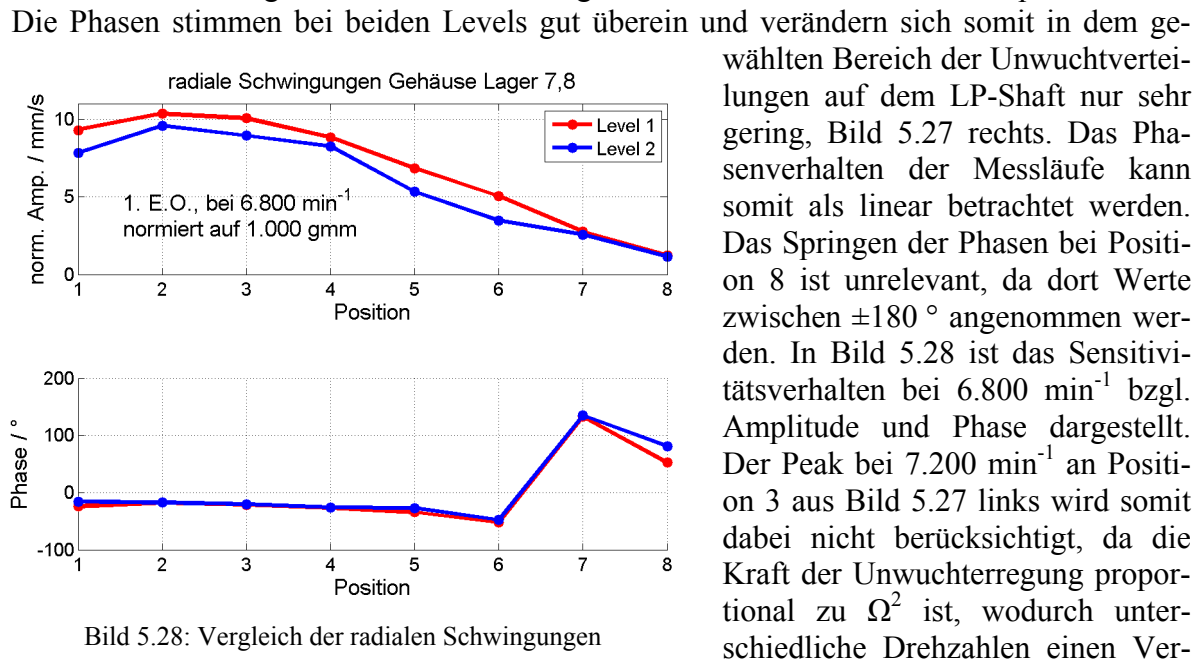


Bild 5.27: Auf 1.000 gmm normierte 1. E.O. der radialen Schwingungsgeschwindigkeiten von Gehäuse Lager 2, 3

Zur Interpretation der durch Unwucht erregten Schwingungen der Lager 2 und 3 auf die umgebende Struktur, werden die radialen Gehäuseschwingungen im grundharmonischen Anteil (1. E.O.) betrachtet. Die gemessenen Schwinggeschwindigkeiten werden vor der Bestimmung des grundharmonischen Anteils durch die Schwingungen des Bestätigungslaufs (ohne gesetzte Unwucht) phasengerecht kompensiert. In Bild 5.27 sind die Schwinggeschwindigkeiten und zugehörigen Phasen auf 1.000 gmm normiert dargestellt, wobei die Positionen 1 - 8 betrachtet werden. Bei rein linearem Verhalten müssten die normierten Kurven für 1364 gmm und 2156 gmm identisch sein. Generell sind aber die Kurven beim Level 1 größer als beim Level 3, was (wie im Bild 5.22) an den überproportional wachsenden Dämpfungskräften der SFDs wie steigenden Unwuchten liegt. An Position 3 und 2156 gmm ist wieder bei 7.200 min^{-1} die deutliche Ausprägung der Gehäuseschwingung wie in Bild 5.17 links zu erkennen. Die Position ist dabei genauso wie bei den Wegsensoren die sensitivste Unwuchtposition.



Aus diesem Grunde erscheint auch die Position 3 nicht mit der größten normierten Amplitude. Die Amplitudenverhältnisse liefern dabei vergleichbare Ergebnisse wie in Bild 5.23 links. Beim Phasenverlauf ist besonders gut zu erkennen, dass der Schwingungsknoten der 2. Eigenform zwischen Position 6 und 7 liegt. Dies entspricht der Berechnung, in der sich der Knoten hinter Position 6 und in der Nähe der Messebene 2 befindet. Der Abfall der Phase zwischen Position 7 und 8 liegt an dem sich zwischen Lager 2 und 3 befindlichen Schwingungsknoten. Zusätzlich werden an Position 7 und 8 gegensätzlich gerichtete Unwuchtmomente eingebracht, die durch die Unwuchten im vorderen und hinteren Turbinenbereich in den LP-Spool eingeleitet werden.

5.2.3 Einfluss der Turbinenunwuchten- und Momente

Die Einleitung von großen Unwuchten an der Turbine kann über drei Positionen erfolgen, Bild 5.29. Die Positionen von Balancer 1 und 2 stehen dabei stellvertretend für Turbinenstufen eines Niederdruckrotors im vorderen Bereich der Turbine mit großen Hebelarmen zur

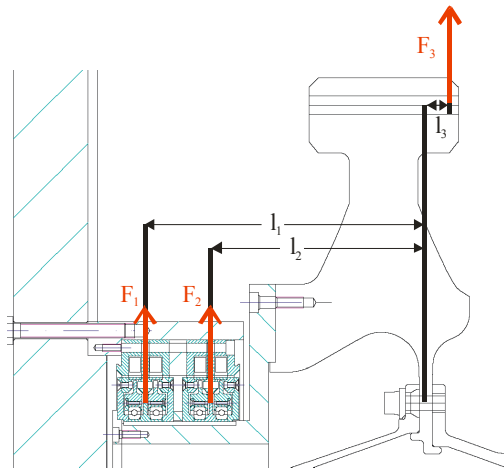


Bild 5.29: F_1 -Balancer 1, F_2 -Balancer 2, F_3 -hintere Turbine

Flanschposition. Im hinteren Bereich der Turbine werden Unwuchten durch das Einschrauben in die äußeren Gewindebohrungen der Turbine realisiert, wobei der Hebel zur Flanschstelle deutlich kleiner und entgegengesetzt ist. Die resultierenden Unwuchtwinkel liegen dabei immer bei 0° . Die Unwuchten der Balancer werden erst oberhalb der 1. Eigenfrequenz aktiviert, um zu große Schwingungen für den Prüfstand zu vermeiden. Die Neutralisation der in Gewindebohrungen eingeschraubten hinteren Turbinenunwuchten erfolgt durch die Balancer. Oberhalb von

22.400 gmm Unwucht an der hinteren Turbine kann keine vollständige Neutralisierung der Unwucht durch die Balancer mehr erreicht werden. Selbst bei einer Neutralisation der Unwucht bleibt ein Unwuchtmoment durch die unterschiedlichen Hebelarme zur Flanschstelle bestehen, Tabelle 5.6. Der deutliche Unterschied zwischen der Position der Balancer und der hinteren Turbine liegt in dem durch die Unwuchten zusätzlich eingeleiteten Moment. Die hintere Turbine erzeugt dabei gegenüber der gemittelten Position zwischen Balancer 1 und 2 ein 25-mal kleineres Moment. Alle Läufe mit Turbinenunwucht werden dabei so durchgeführt, dass bis 5.300 min^{-1} die Balancer zum Neutralisieren Verwendung finden. Diese Notwendigkeit beruht auf dem Durchfahren der 1. Eigenfrequenz, wo es ansonsten zu sehr starken Schwingungen kommt, die nicht Teil der Untersuchung für den Betriebsbereich des Triebwerks sind.

Lauf-Nr.	1	2	3	4	5	6
Bezeichnung	Turb, Bal1	Turb, Bal2	Turb	Bal1	Bal1,2	Turb
Balancer 1 (Pos7) / gmm	-11200			11200	11200	
Balancer 2 / gmm		-11200			11200	
Turbine (Pos8) / gmm	11200	11200	11200			22400
Unwuchtmoment / gm^2	-2,12	-1,78	-0,055	1,57	2,8	-0,11

Tabelle 5.6: Unwuchtbelegung

Bei den ersten beiden Läufen wird die Unwucht von 11.200 gmm zwischen dem Balancer 1 und der Turbine, sowie zwischen dem Balancer 2 und der Turbine neutralisiert geschaltet, Tabelle 5.6, Spalten 1 und 2. Dabei verbleibt nur die Momentenunwucht zwischen der Turbine und dem jeweiligen Balancer bestehen. Aufgrund des größeren axialen Abstandes verbleibt in der ersten Kurve ein größeres Moment, was sich in leicht erhöhten Amplituden widerspiegelt. Eine Besonderheit zeigt sich bei WS34, wo unterhalb von 6.400 min^{-1} sogar größere Amplituden erreicht werden, als bei 22.400 gmm auf den Balancern.

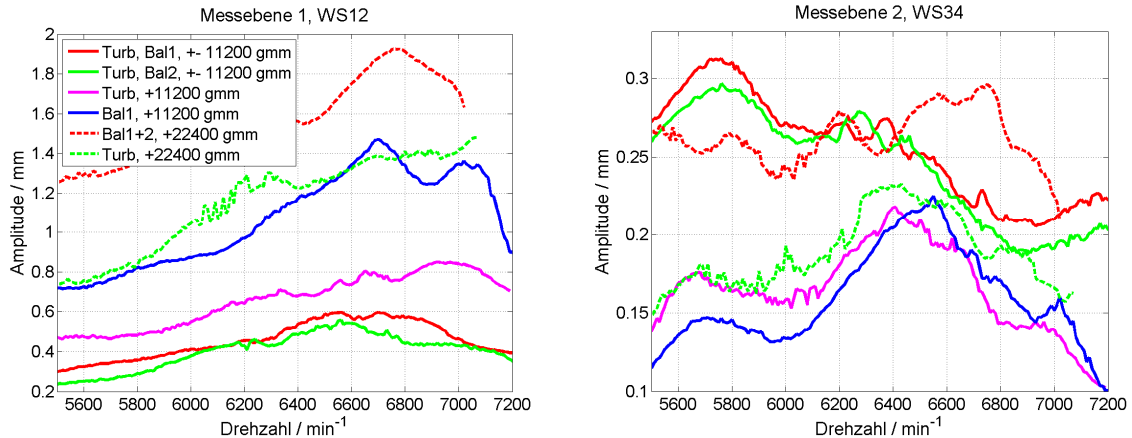


Bild 5.30: Amplituden der Orbits gemessen in der Mitte des LP-Shafts und vor der Turbine

Die nächsten beiden Messungen kennzeichnen das Verhalten des Rotors, wenn eine vergleichbare Unwucht von 11.200 gmm an verschiedenen Punkten der Turbine angreift. Dabei stehen beispielhaft der Balancer 1 für die erste Turbinenstufe und der hintere Teil der Turbine

WS12	11.200 gmm		22.400 gmm	
Lauf-Nr.	3. Turb	4. Bal1	5. Bal1+2	6. Turb
max. Amplitude	0,85 mm	1,47 mm	1,92 mm	1,48 mm
max. Amp. / bzgl. Turb	100 %	173 %	130 %	100 %
Amp. norm. 10.000 gmm	0,76 mm	1,31 mm	0,86 mm	0,66 mm

Tabelle 5.7: Verhalten der Amplituden bei WS12

für eine hintere Turbinenstufe eines Niederdruckrotors. Bei WS12 ist die max. Amplitude von Balancer 1 73 % größer als bei der Turbine, da durch die Unwucht an der Turbine nur ein

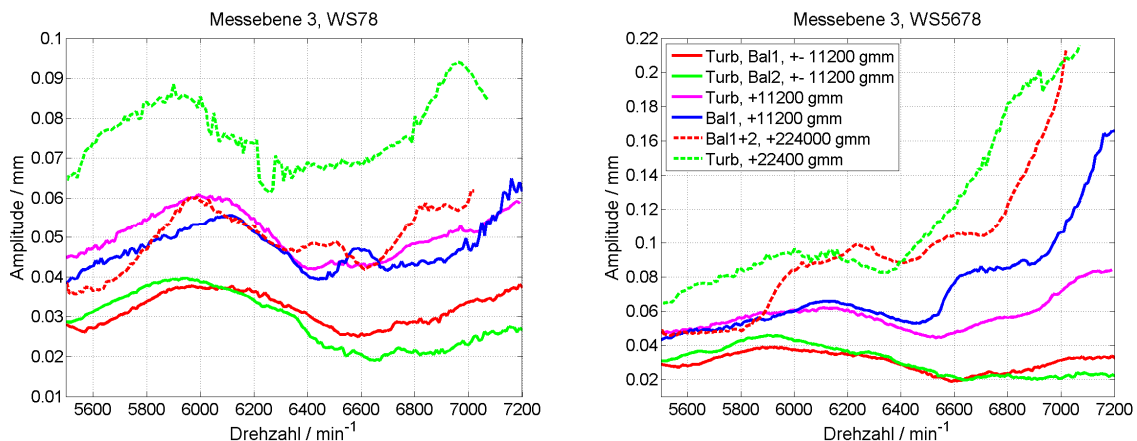


Bild 5.31: Amplituden der Orbits gemessen zwischen den SFDs

Moment von 3,5 % von Balancer 1 mit 11.200 gmm zusätzlich auf den biegeweichen LP-Shaft erzeugt wird, Tabelle 5.7. Eine Unwucht an vergleichbaren vorderen Turbinenstufen führt somit für die Mitte des Spools zu über 50 % größeren Wellenausschlägen als bei einer Turbinenstufe in axialer Nähe zum Flansch. Bei WS34 und WS78 zeigen die Amplituden jeweils ein ähnliches Verhalten. Die bei WS5678 ab 6.500 min^{-1} auftretende Vergrößerung der Balanceramplitude gegenüber den durch die Turbine erzeugten Schwingungen, basiert auf der nicht dargestellten relativen Gehäusebewegung WS56. Hier vergrößert sich das Verhältnis

der Amplituden und erreicht bei 7.200 min^{-1} auch den doppelten Wert. Das Moment der Unwucht des Balancers führt somit zu einer stärker ausgeprägten Gehäusebewegung von Lager 2 und 3.

Zur Überprüfung der Übertragbarkeit des Verhaltens bei 11.200 gmm werden Messungen durchgeführt, bei denen das rotordynamische Verhalten für jeweils eine Unwucht auf der Turbine und eine gemeinsam auf den Balancern mit 22.400 gmm untersucht wird. Bei WS12 haben die Balancer erwartungsgemäß durch das größere Moment eine 30 % größere Amplitude. Das Amplitudenverhältnis bzgl. der Turbine bei 11.200 gmm hat sich aber durch das nichtlineare SFD-Verhalten von 173 % auf 130 % reduziert. Damit entspricht die Amplitude der Turbine mit der doppelten Unwucht der von Balancer 1, was an dem deutlich größeren Moment durch den Hebelarm des Balancer liegt. Dieses Verhalten ist aber nicht auf die anderen Messebenen übertragbar. Eine Abweichung in diesem Verhalten ist bei WS78 und WS5678 zu erkennen. Bei WS78 (Relativbewegung SFDs) besteht immer eine deutlich größere Amplitude als bei den Balancern. Die nicht dargestellten Läufe WS56 (Gehäuseschwingungen) zeigen bei der Turbine etwas größere Schwingungen als bei den Balancern, wobei bei 6.600 min^{-1} und 6.950 min^{-1} identische Werte angenommen werden. Bei WS5678 (Absolutbewegung zwischen SFDs und Fundament) zeigt sich ebenfalls eine größere Amplitude im Bereich von 6.600 min^{-1} bis 7.000 min^{-1} . Da sich WS5678 aus der phasengerechten Addition der Werte von WS 5 und 7, sowie von WS 6 und 8 ergibt, muss sich im Betrieb eine Phasenverschiebung der Schwingung zwischen SFDs und dem Gehäuse ergeben. Bei den Balancern tritt durch das überlagerte Moment eine deutlich geringere Phasenverschiebung ein.

Die Veränderung zu den 11.200 gmm Läufen besteht hauptsächlich in dem reduzierten Amplitudenunterschied bei WS12 und in einem deutlichen Unterschied in dem SFD-Verhalten, basierend auf der Gehäusebewegung.

5.2.4 Verhalten bei großen Unwuchten

Das Verhalten bei großen Unwuchten an der Turbine wird in zwei Messlaufgruppen untersucht. In der ersten Gruppe werden die Unwuchten durch Balancer 1 realisiert, wobei für Unwuchten über 11.200 gmm der Balancer 2 hinzugeschaltet wird. Dies kann bis zu einer Un-

Gesamtunwucht	2517	4645	7124	9446	11200	13717	15845	18910	19716	20900	22400
Balancer 1 (Pos7)	2517	4645	7124	9446	11200	11200	11200	11200	11200	11200	11200
Balancer 2						2517	4645	7710	8516	9700	11200

Tabelle 5.8: Unwuchtbelegung / gmm der ersten Messlaufgruppe

wucht von 22.400 gmm geschehen. In der zweiten Gruppe werden die Unwuchten immer mit einer eingeschaubten Unwucht von 22.400 gmm gefahren, wobei eine Variation und Neutralisation der Unwucht durch das Hinzuschalten der Balancer geschieht. Die Versuche werden auf 28.000 gmm begrenzt, da bei 29.000 gmm ein Abheben der Ringfedern an Lager 1 durch das Drehen der Ringe erkennbar wird. Ein Abheben der Ringfedern am hinteren Lagergehäuse konnte nicht erkannt werden, da die Ringfedern durch den Berstschutz verdeckt sind.

In Tabelle 5.8 sind die Konfigurationen der ersten Gruppe aufgelistet, wobei ab 18.910

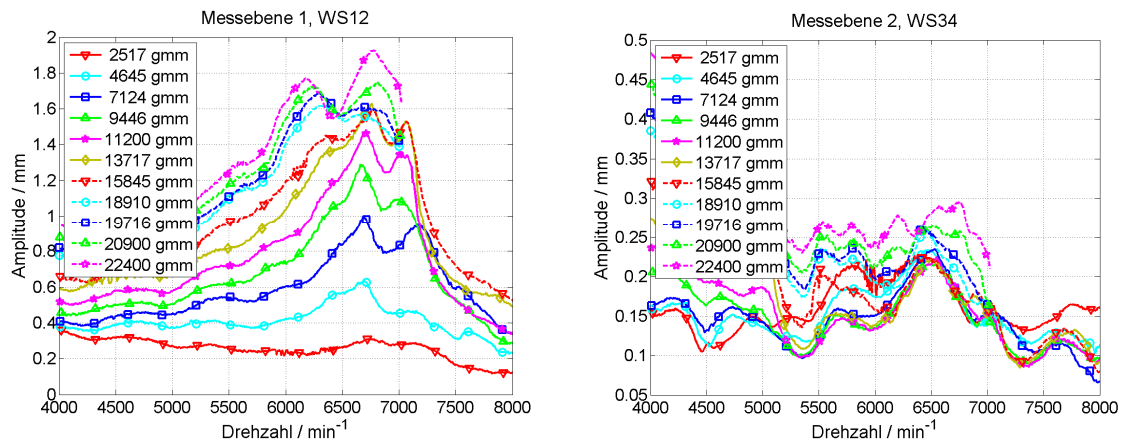


Bild 5.32: Amplituden der Orbits gemessen in der Mitte des LP-Shafts und vor der Turbine

gmm aufgrund von sehr großen Schwingungen bei WS78, WS56 und WS5678 nur noch bis 7.000 min⁻¹ gefahren wird, Bild 5.33. Eine Auswertung der Läufe hinsichtlich der Messebene 1 (WS12) befindet sich in Tabelle 5.9. Bei den auf 10.000 gmm normierten Amplituden ist

Gesamtunwucht	2517	4645	7124	9446	11200	13717	15845	18910	19716	20900	22400
Max. Amp. / mm	0,309	0,625	0,981	1,292	1,462	1,628	1,594	1,614	1,68	1,752	1,923
Amp. norm. auf 10.000 gmm / mm	1,23	1,35	1,38	1,37	1,31	1,19	1,01	0,85	0,85	0,84	0,86

Tabelle 5.9: WS12, normierte Amplituden auf 10.000 gmm der ersten Messlaufgruppe

eine Abnahme der Amplitude mit steigender Unwucht zu beobachten. Der Grund dafür liegt in der wachsenden Exzentrizität der SFDs mit steigender Unwucht, wodurch die SFD-Kräfte stark zunehmen. Ein leichter Sprung ist dabei zwischen 11.200 gmm und 13.717 gmm zu erkennen, der auf dem Hinzuschalten des 2. Balancers beruht. Der Bereich von 2.517 gmm bis 11.200 gmm kann für WS12 als linear steigend mit der Unwucht betrachtet werden. Ein weiterer linearer Bereich liegt zwischen 18.910 gmm und 22.400 gmm, wobei die normierten Amplituden dabei fast gleich sind. Das Verhalten der maximalen Amplituden von WS12 bei

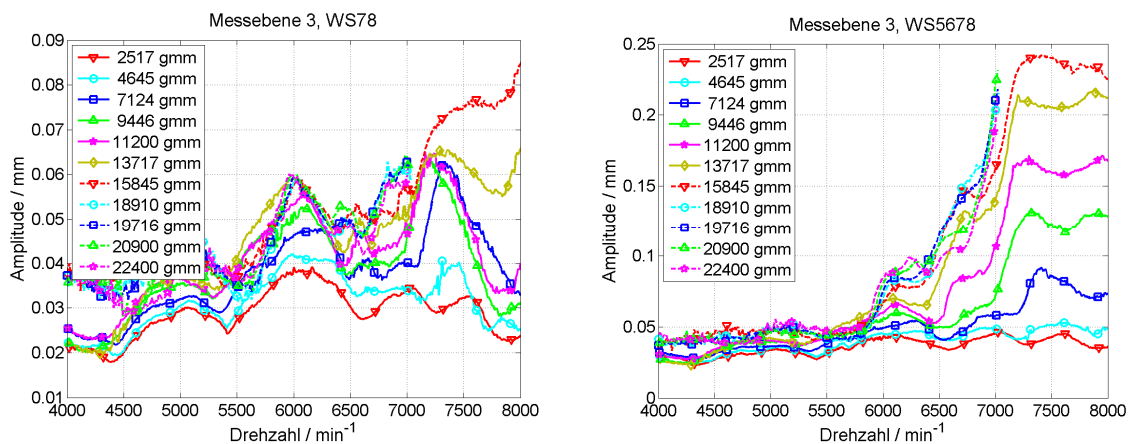


Bild 5.33: Amplituden der Orbits gemessen zwischen den SFDs

einer Unwucht an diesen Positionen ist innerhalb der linearen Bereiche gut vorhersagbar.

Bei der zweiten Messgruppe (Tabelle 5.10) ist am hinteren Turbinenteil eine Schraube in den Gewindebohrungen befestigt, die zu einer Unwucht von 22.400 gmm führt. Die Unwucht

Gesamtunwucht	20456	22400	24345	26231	28000
Balancer 1 (Pos7)	-1944		1945	3831	5600
Turbine (Pos8)	22400	22400	22400	22400	22400

Tabelle 5.10: Unwuchtbelegung / gmm der zweiten Messlaufgruppe

wird durch den Balancer 1 ergänzt, da ein manuelles Umsetzen der festen Unwucht die De-

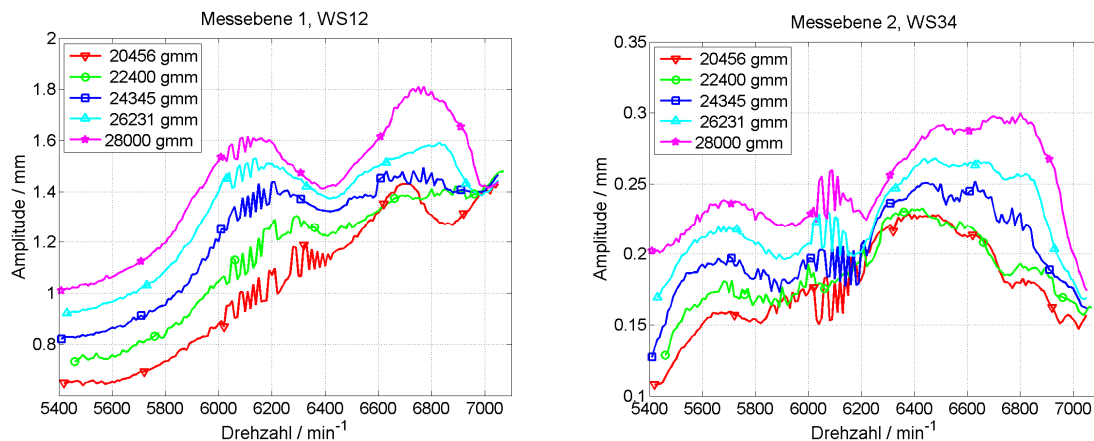


Bild 5.34: Amplituden der Orbits gemessen in der Mitte des LP-Shafts und vor der Turbine

montage des gesamten Berstschatzes erfordert.

In Tabelle 5.11 sind wieder die auf 10.000 gmm normierten Amplituden bei WS12 wiedergegeben. Es ist dabei ein linearer Bereich von 22.400 gmm bis 28.000 gmm erkennbar. Die

Gesamtunwucht	20456	22400	24345	26231	28000
Max. Amp. / mm	1,432	1,385	1,495	1,593	1,811
Amp. norm. auf 10.000 gmm / mm	0,70	0,62	0,61	0,61	0,65

Tabelle 5.11: WS12, normierte Amplituden auf 10.000 gmm der zweiten Messlaufgruppe

Abweichung im Verhalten bei 20.456 gmm kommt von der negativen Hinzuschaltung der Unwucht von Balancer 1. Die maximalen Amplitudenwerte von WS12 und WS34 bei 7.000 min⁻¹ und 22.400 gmm sind mit denen von Balancer 1 bei 11.200 gmm vergleichbar. Bei 28.000 gmm kommen die Werte aber denen der Balancer bei 22.400 gmm am nächsten, was einer erheblichen Veränderung des Verhältnisses entspricht. Der Grund dafür liegt wieder in dem hinzukommenden Moment durch den Balancer. Bei WS78 und WS5678 sieht das Verhalten schon wieder anders aus. Bei WS5678 entsprechen die Werte bei 22.400 gmm denen der Balancer bei 19.716 gmm. Bei WS78 wiederum gibt es zu den Werten bei 7.000 min⁻¹ und 22.400 gmm keine Entsprechung der Balancer.

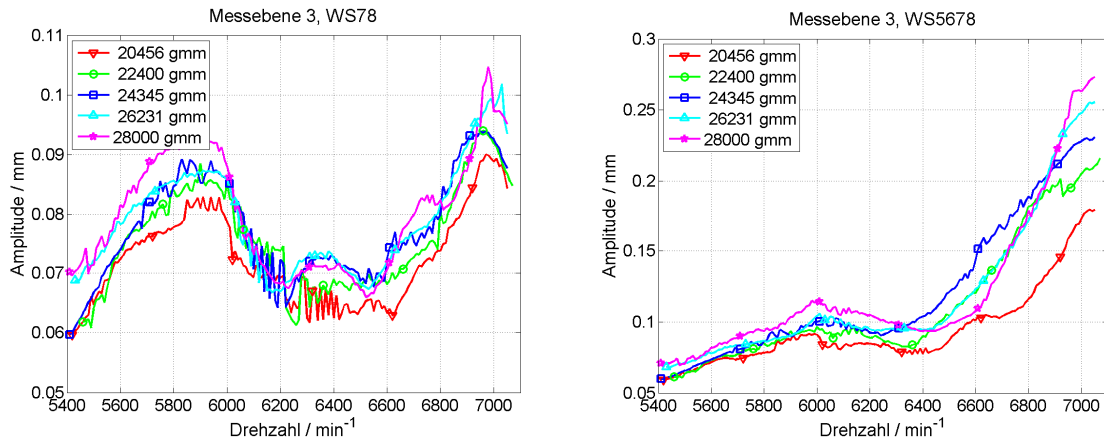


Bild 5.35: Amplituden der Orbits gemessen zwischen den SFDs

Das Unwuchtverhalten der vorderen Turbinenstufen ist somit nicht von einer Messebene im Vergleich des Verhaltens zu den hinteren Turbinenstufen auf weitere Messebenen übertragbar. Bei WS12 entspricht die hintere Turbinenunwucht von 22.400 gmm dem Amplitudenverhalten der Balancer bei 11.200 gmm.

5.2.5 Verhalten mit sinkendem Öldruck der Quetschöldämpfer

Die folgenden Messungen werden bis unter 4.000 min^{-1} mit 5 bar Absolutdruck für die SFDs durchgeführt, um die 1. Eigenfrequenz gut gedämpft durchlaufen zu können. Die anschließenden Minderungen der Zufuhrdrücke der SFDs sollen das Verhalten bei einem Druckabfall im Betrieb simulieren. Für die Untersuchungen wurden auf Wunsch von RRD die Ringfedern durch Stahlringe ausgetauscht, wodurch sich ein nicht vergleichbares Verhalten zu den vorherigen Messungen mit Ringfedern ergibt. Der Grund dafür liegt darin, diese Un-

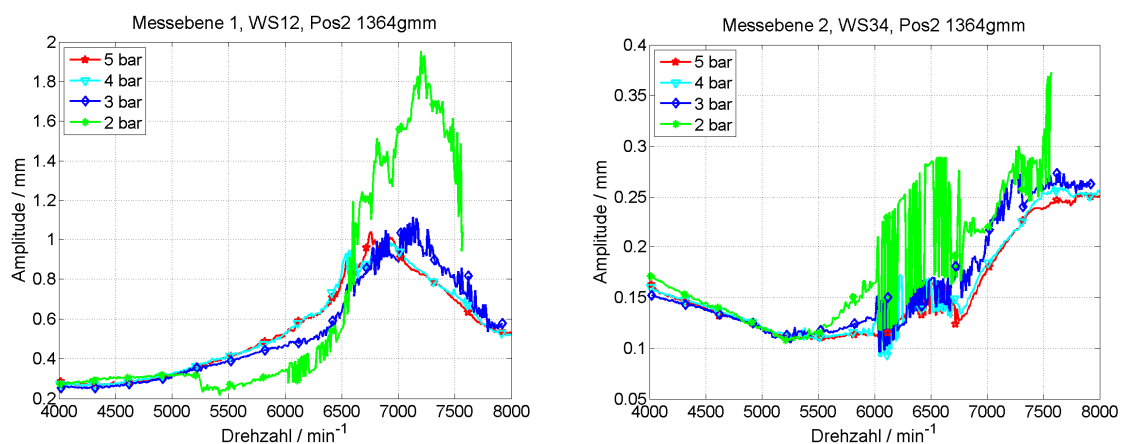


Bild 5.36: Schwingungen in der Mitte des LP-Shafts und vor der Turbine ohne Kompensation, Stahlringe

tersuchungen ohne den dämpfenden Einfluss der Ringfedern durchführen zu können. Die Versuche sind somit nur miteinander vergleichbar. Die Messungen werden nicht durch den jeweiligen Bestätigungslauf kompensiert, da es sich dabei nicht um einen Vergleich der Auswirkung von verschiedenen Unwuchten handelt. Als Unwucht werden die 1364 gmm bei Position 2 verwendet (Bild 5.13).

Bei WS12 ist von 5 bar bis 3 bar eine Verschiebung der Eigenfrequenz von 6.700 min^{-1} zu 7.100 min^{-1} erkennbar, wobei die 5 bar und 4 bar Läufe fast identisch sind. Eine Druckänderung macht dabei für WS12 und diese Unwuchtkonstellation keinen großen Unterschied im Verhalten. Bei 2 bar ist in der Resonanz bei 7.200 min^{-1} deutlich weniger Dämpfung durch die SFDs vorhanden, so dass sich die Amplitude um 100 % erhöht.

Bei WS34 werden bei 2 bar die Orbits erheblich instabiler, wobei am Ende der Messung bei 7.500 min^{-1} ein Anstieg der Amplitude um 50 % zu verzeichnen ist. Die Messungen bei 5 bar und 4 bar zeigen einen fast identischen Verlauf, wie auch schon bei WS12.

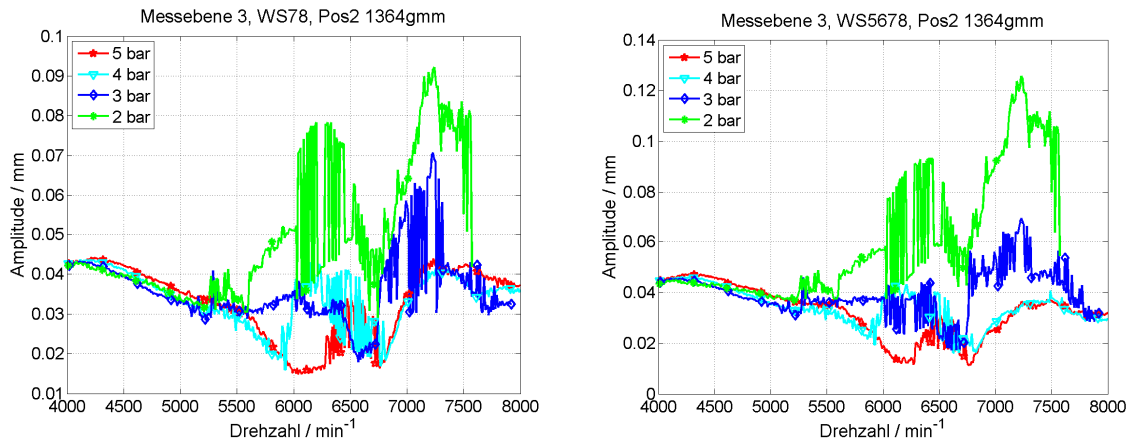


Bild 5.37: Schwingungen zwischen den SFDs ohne Kompensation, Stahlringe

Die Sensoren WS78 und WS5678 sind in ihrem Verhalten von 5 bar bis 3 bar sehr ähnlich, da die Gehäusedynamik durch die steifen Stahlringe nur noch von den Rahmensteifigkeiten abhängt, die erheblich steifer als die Ringfedern sind. Somit kommt es beim Gehäuse kaum noch zu Bewegungen. Dieser Zustand ändert sich aber bei 2 bar, wo eine stärkere Bewegung des Gehäuses von Lager 2 und 3 eintritt. In der Resonanz bei 7.200 min^{-1} wird bei WS78 eine Überhöhung um 125 % und bei WS5678 um 200 % gegenüber den Amplituden des 5 bar Laufs erreicht. Die Verläufe bei 5 bar und 4 bar weisen einen unterschiedlichen Verlauf zwischen 5.500 min^{-1} und 6.500 min^{-1} auf, der einen Amplitudenunterschied von bis zu über 120 % aufweist.

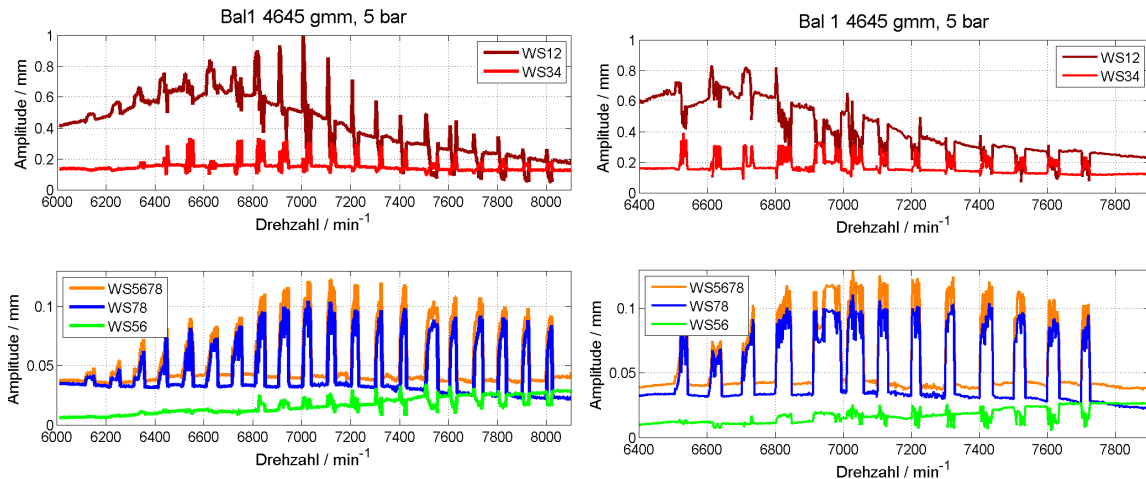
Als markante Verhaltensänderungen sind bei diesen Versuchen eine Höherverschiebung der 2. Eigenfrequenz mit sinkendem Druck und eine deutliche Amplitudenerhöhung bei 2 bar festzuhalten.

5.2.6 Verhalten mit ausgeschalteten Quetschöldämpfern

Die Untersuchung des Verhaltens der SFDs erfolgte in zwei Schritten. Als erstes werden die SFDs nur in Drehzahlschritten deaktiviert, um sich an das neue Systemverhalten heranzutasten. Damit ist das Risiko für den nächsten Schritt besser kalkulierbar, in dem das Verhalten der SFDs für Hochläufe mit dauerhaft ausgeschalteten SFDs untersucht werden soll. Die Unwuchteinleitung findet über den Balancer 1 statt, da somit eine schnelle Neutralisation der Unwucht im Notfall möglich ist.

5.2.6.1 Deaktivierte Quetschöldämpfer mit Ringfedern

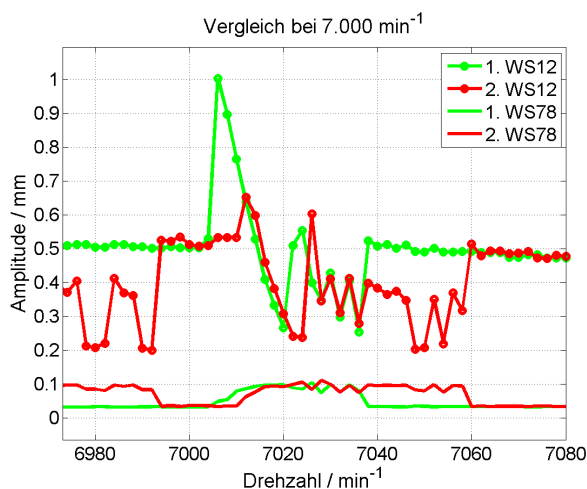
Zur Untersuchung mit deaktivierten SFDs werden Messläufe durchgeführt, bei denen die Ölzufuhr für die Dämpfer mit elektrisch schaltbaren Ventilen alle 100 min^{-1} abgestellt wird. Da eine gewisse Zeit noch eine Dämpfungswirkung aufgrund der Dichtung der Dämpfer bestehen bleibt, sollte bei einer konstanten Drehzahl ein stationärer Orbitzustand abgewartet werden. Im 1. Lauf wird dieser Zustand nicht abgewartet und jeweils nach ca. 15 s weiter hochgefahren. Anschließend erfolgt wieder die Aktivierung. Beim 2. Lauf wird die Wartezeit auf ca. 30 s erhöht, um den stationären Zustand zu erreichen. Die Unterschiede im Schwingungsverhalten sind in Bild 5.38 dargestellt. Bei den Messwerten wird auf eine Kompensation mit dem zugehörigen Bestätigungslauf verzichtet. Der Unterschied zwischen dem linken und dem rechten Teil besteht überwiegend bei WS12 im Anfangszustand der Ausschaltung. Hier werden im 1. Lauf deutlich größere Amplitudenspitzen erreicht als im 2. Lauf.



Die relative (WS78) und absolute Bewegung (WS5678) zwischen den SFDs steigt beim Ausschalten um über 200 % auf bis zu 115 μm bzw. 140 μm an. Die Amplitude von 115 μm erreicht dabei das radiale Spiel der SFDs von 130 μm nicht, so dass dabei von keinem dauerhaften Anliegen am Außendurchmesser auszugehen ist.

Die Gehäuseschwingungen (WS56) nehmen beim Ausschalten bis ca. 7.400 min^{-1} zu und darüber ab. Trotzdem ergibt die phasengerechte Addition von WS56 und WS78 immer größere Amplituden als WS78 alleine. Es muss somit eine Phasenverschiebung zwischen ihnen erfolgen.

In Bild 5.39 werden die beiden Läufe hinsichtlich ihres Ausschaltverhaltens bei WS12 untersucht. An WS78 sind dabei gut die Drehzahlbereiche des Ausschaltens zu erkennen. Im



aktivierten Zustand erreichen beide Läufe die gleichen Amplituden. Der Unterschied besteht am Anfang des Ausschaltvorganges. Da beim 2. Lauf länger bis zum Weiterfahren bei einer Drehzahl gewartet wird, erreicht er nicht den Wert von 1 mm, sondern nur 0,65 mm. Im Vergleich ist zu erkennen, dass die Schwingungen von WS12 in der Ausschaltphase wieder abklingen. Diesen abklingenden Bereich trifft auch der 2. Lauf. Dieses Verhalten unterliegt dem Einfluss der Ringfedern, weshalb später die Ringfedern durch Stahlzylinder ausgetauscht werden.

Bild 5.39: Vergleich WS12, WS78, Ringfedern

deaktivierten Zustand vom 2. Lauf für jeweils 2 Umdrehungen dargestellt, wobei die Größenverhältnisse besonders deutlich werden. Im deaktivierten Zustand ist eindeutig der 1. subharmonische Anteil erkennbar. In aktiviertem Zustand ist zu erkennen, wie sich der Mittelpunkt des Orbits immer weiter in vertikaler Richtung verschiebt (Zentrierung). Die Diagonale in zunehmender Richtung zwischen WS 7 und WS 8 im Diagramm entspricht dabei der nach oben gerichteten Vertikalen. Die Zentrierung der Orbits ist dagegen im deaktivierten Zustand deutlich weiter fortgeschritten.

In Bild 5.40 werden die Veränderungen der Orbits von WS78 zwischen aktivierten und

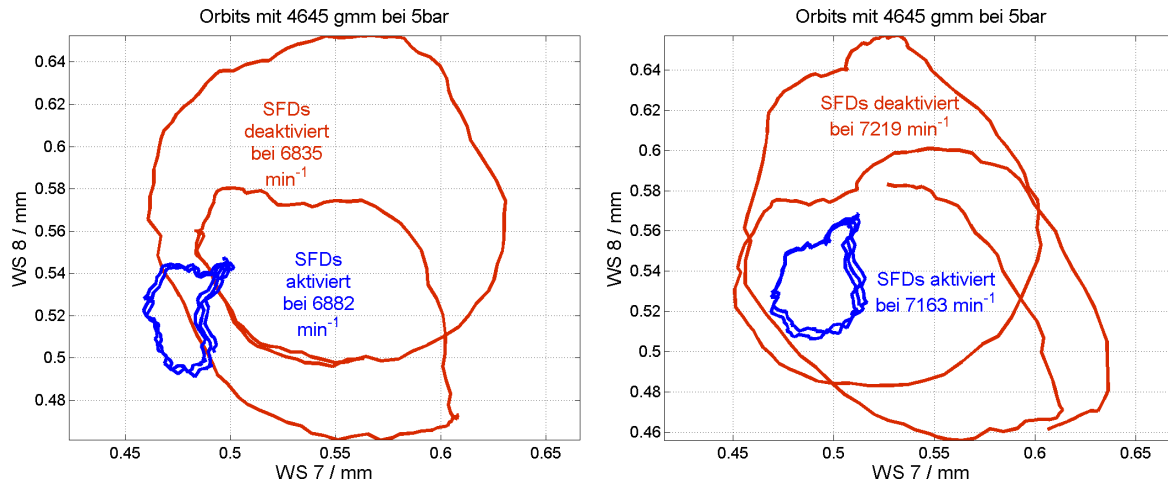


Bild 5.40: Orbits von WS78 mit aktivierten und deaktivierten SFDs, 2. Lauf, Ringfedern

Wie schon in den Orbits zu sehen ist, entstehen durch das Deaktivieren der SFDs zusätzliche subharmonische Anteile. Im Frequenzspektrum des Hochlaufs von WS12 sind zusätzlich stärker ausgeprägte höherharmonische und subharmonische Anteile erkennbar, Bild 5.41. Mit zusätzlichen Linien sind der Anfahrschall, sowie die sub- und höherharmonischen Anteile

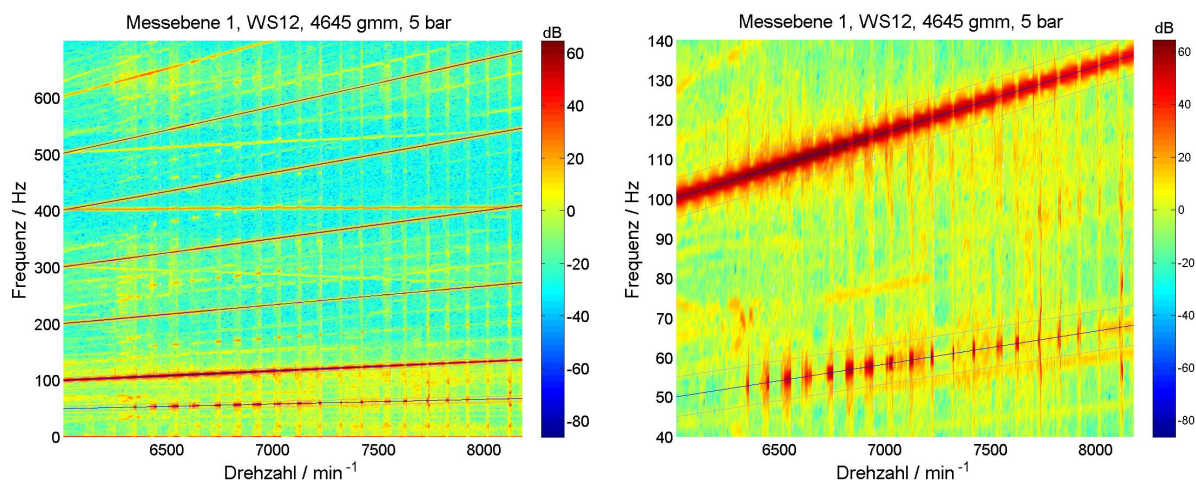


Bild 5.41: Frequenzspektrum WS12, 1. Lauf, Ringfedern

gekennzeichnet. Bei der Deaktivierung erfolgt eine Verstärkung dieser Anteile, die beispielhaft für den 1. subharmonischen Anteil im rechten Diagramm vergrößert dargestellt ist. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass sich der subharmonische Anteil vergrößert, während sich der grundharmonische Anteil dafür verringert. Dies gilt auch für die höherharmonischen Komponenten. Die Ausschaltbereiche ziehen sich als vertikale gelbe Linien durch das Spektrum, weshalb eine Breitbanderregung aller Frequenzen in diesem Bereich erfolgt. Die Ursache dafür liegt in dem harten Kontakt zwischen dem inneren- und äußeren Bereich der SFDs. Dabei ist die Unwucht aber zu klein, um ein dauerhaftes Anliegen in den SFDs zu erreichen.

5.2.6.2 Deaktivierte Quetschöldämpfer mit Stahlzylindern

Um den Einfluss der Steifigkeit der Ringfedern zu eliminieren und einen anliegenden Kontakt der SFDs zu erreichen, werden Versuche mit ausgeschalteten SFDs durchgeführt, wobei die Ringfedern durch jeweils einen Stahlzylinder ersetzt werden. Durch diese Maßnahme besitzen nicht mehr die Ringfedern die beeinflussende geringste Steifigkeit in der Abstützung. Jetzt tritt der Einfluss, die Anisotropie der Rahmen in den Vordergrund, weshalb auch der

Gegenlaufanteil stärker hervortritt, [Blu09]. Diese Prüfstandskonfiguration wird in [Blu09] mit numerischen Vergleichrechnungen näher untersucht.

Als Beispiel zum Verhalten des Systems ohne Ringfedern sind einige Messungen ohne Kompensation dargestellt, da nicht beide Messläufe durch einen Bestätigungslauf kompensierbar sind. In Bild 5.42 sind die Messläufe mit Unwuchten von Balancer 1 dargestellt. Bei 4645 gmm sind oberhalb von 7.000 min^{-1} die SFDs kurzzeitig aktiviert worden, wobei die Amplitude wieder ihren Ausgangswert mit externer Dämpfung durch die SFDs annimmt. Es findet eine Verschiebung der 2. Eigenfrequenz von 6.840 min^{-1} auf 7.200 min^{-1} statt. Diese

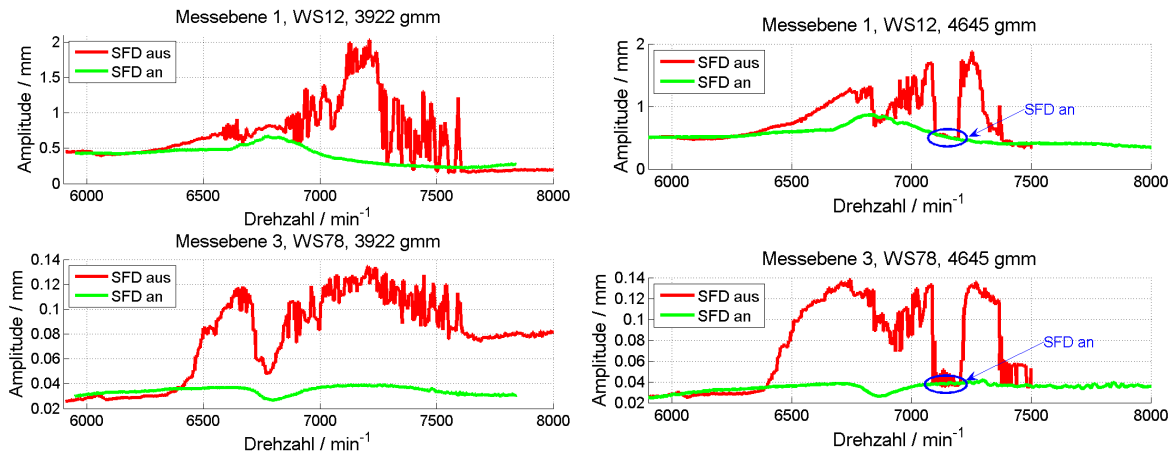


Bild 5.42: Vergleich der Schwingungen mit SFD an / aus ohne Kompensation, Balancer 1, Stahlzylinder
Verschiebung hat sich schon bei sinkendem Öldruck der SFDs in Bild 5.36 abgezeichnet. Die Amplituden bei 4645 gmm nehmen im ausgeschalteten Zustand mit Stahlzylindern mehr als doppelt so große Werte an, wie mit den dämpfenden, weichen Ringfedern und der daraus

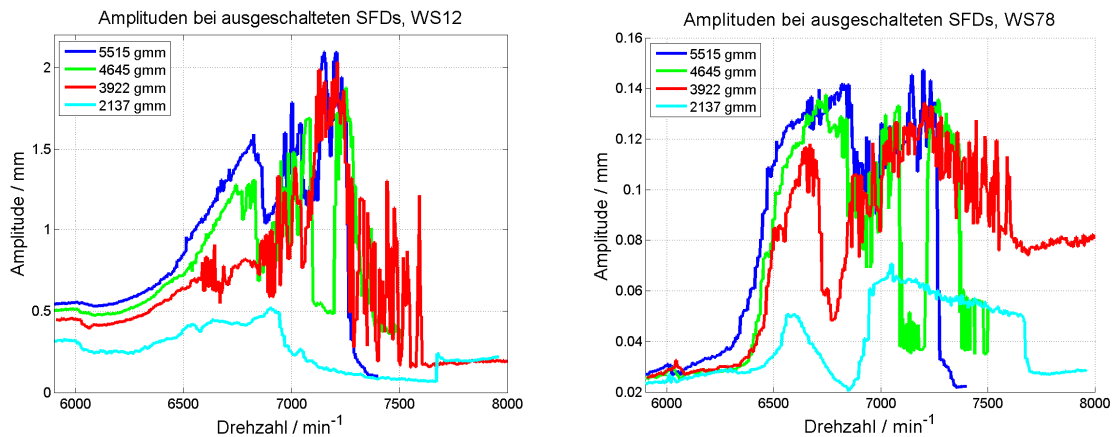


Bild 5.43: Schwingungen bei SFD aus ab 6.000 min^{-1} ohne Kompensation, Balancer 1, Stahlzylinder
resultierenden Relativbewegung des Gehäuses, Bild 5.38. Die Verschiebung der Eigenfrequenz und Amplitudenmaxima wird in Bild 5.43 dargestellt. Die Ausprägung des Maximums bei WS12 bleibt ab 3922 gmm bestehen und nimmt mit steigender Unwucht kaum noch zu. Die SFDs befinden sich ab 5515 gmm in Kontakt, was an den Amplituden oberhalb von $130 \mu\text{m}$ zu erkennen ist. Bei den deaktivierten SFDs mit Stahlzylinder ist eine deutliche Verschiebung der 2. Eigenfrequenz ab 3922 gmm zu erkennen.

6 Vergleich Messung / Berechnung

6.1 Berechnungsmodell

Da NIROD als eindimensionales Rotordynamikprogramm nur eine eingeschränkte Modellierung erlaubt, erfolgt eine Vereinfachung der gesamten Struktur des LP-Spools und seiner Anbindungen. Der gesamte Spool wurde aus Timoshenko-Balkenelementen aufgebaut. Da bei der Turbine der Massenschwerpunkt und die Flanschposition nicht zusammenfallen, wird sie mit ihren Eigenschaften einzeln implementiert. Zur Wiedergabe der Biegeschwingungen wird

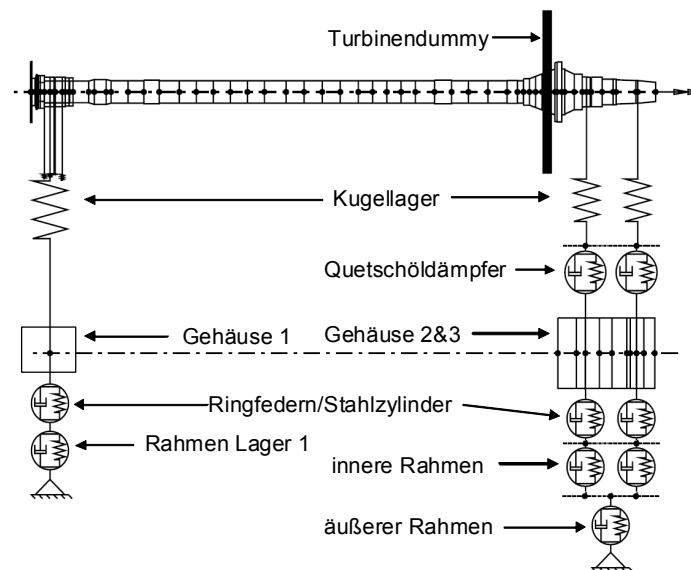


Bild 6.1: Berechnete Biegeeigenfrequenzen des LP-Spools durch Gyroskopieeinfluss, ohne und mit Dämpfung eine Punktmasse mit der entsprechenden Massenträgheit am Massenschwerpunkt der Turbine auf dem Spool befestigt. Zur Abbildung der Drehrägheiten wird eine masselose Scheibe mit den angepassten Turbinenträgheitseigenschaften im Flanscpunkt der Turbine angebracht.

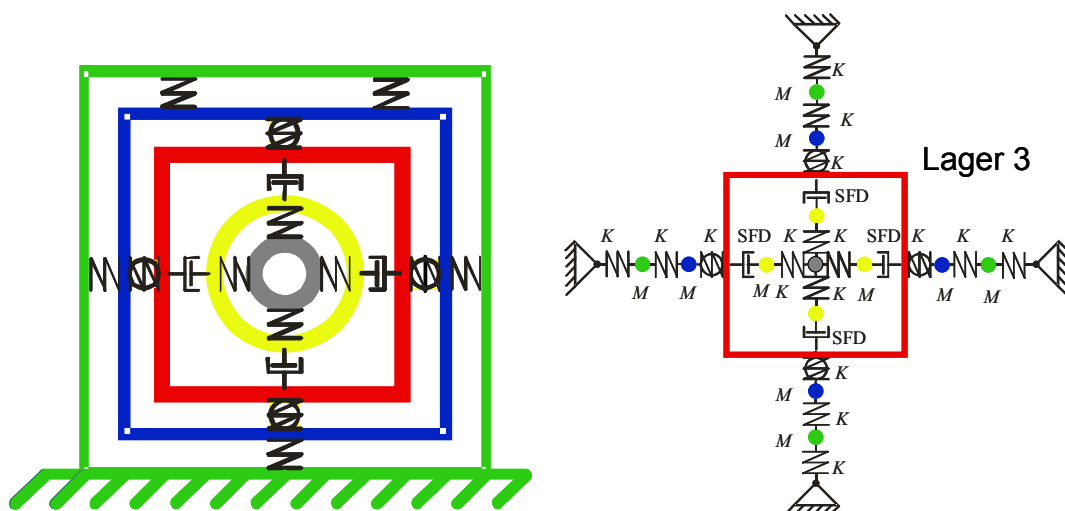


Bild 6.2: Lagerposition 3 als Beispiel zur Diskretisierung

Die Lagerungsstrukturen werden als Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungsstrukturen abgebildet. Dabei müssen die Ringfedern aufgrund ihrer richtungsabhängigen Federkennlinie nichtlinear modelliert werden. Dies gilt auch für die anisotrope Steifigkeit der Rahmenstruk-

turen. Das verwendete Modell ist in Bild 6.1 für eine Ebene dargestellt. Als Beispiel für die Modellierung der Rahmen der Lagerungsstellen, wird die Position von Lager 3 in Bild 6.2 gezeigt. Die Kombination von Massenelementen, linearen und nichtlinearen Steifigkeitselementen, sowie der SFDs ist dabei gut zu erkennen.

Bei der Zeitintegration zur Berechnung der nichtlinearen Gleichgewichtszustände wird als Startbedingung von einer zentrischen des SFDs ohne Geschwindigkeit und Beschleunigung ausgegangen. Auf die in NIROD für Gleitlager vorgesehene Bestimmung der statischen Ruhelage aus den Massenkräften muss verzichtet werden. Da SFDs ohne Käfig (squirrelcage) keine statische Tragfähigkeit besitzen, divergiert das iterative Lösungsverfahren zur Bestimmung der statischen Ruhelage, d.h. der Rotor fällt in den SFDs nach unten und erreicht keinen Gleichgewichtszustand. Abhilfe würde einzig die Abbildung des Rotor-Stator-Kontaktes in NIROD bringen. Der Rotor würde im Modell wie in der Realität im Lagerspalt aufliegen. Auf die komplexe Modellierung des Aufschwimmens der SFDs wurde verzichtet. Als Ersatz wurde die Einbindung eines Spalt-Elementes als Feder, das nur die statische Steifigkeit ab 98 % Auslenkung der SFDs übernimmt, getestet. Leider führte dies zu nicht numerisch stabilen Ergebnissen durch den sich ergebenden Steifigkeitssprung. Zur Verhinderung der Bestimmung der statischen Ruhelage, mussten somit die Gravitationskräfte in NIROD deaktiviert werden, was im unteren Drehzahlbereich zu Abweichungen gegenüber der Messung führt. In dem für den Betrieb interessanten Drehzahlbereich reduziert sich der Einfluss der Gravitationskräfte durch die quadratisch mit der Drehzahl ansteigenden Unwuchtkräfte, weshalb dieser Kompromiss gewählt wurde. Der Vergleich der Berechnungen mit den Messungen wird über die Qualität der damit erreichten Reproduzierbarkeit entscheiden.

6.2 Freie Schwingungen

6.2.1 Freier Rotor

Der Vergleich der Eigenformen des frei-frei gelagerten LP-Spools ist in Bild 6.3 darge-

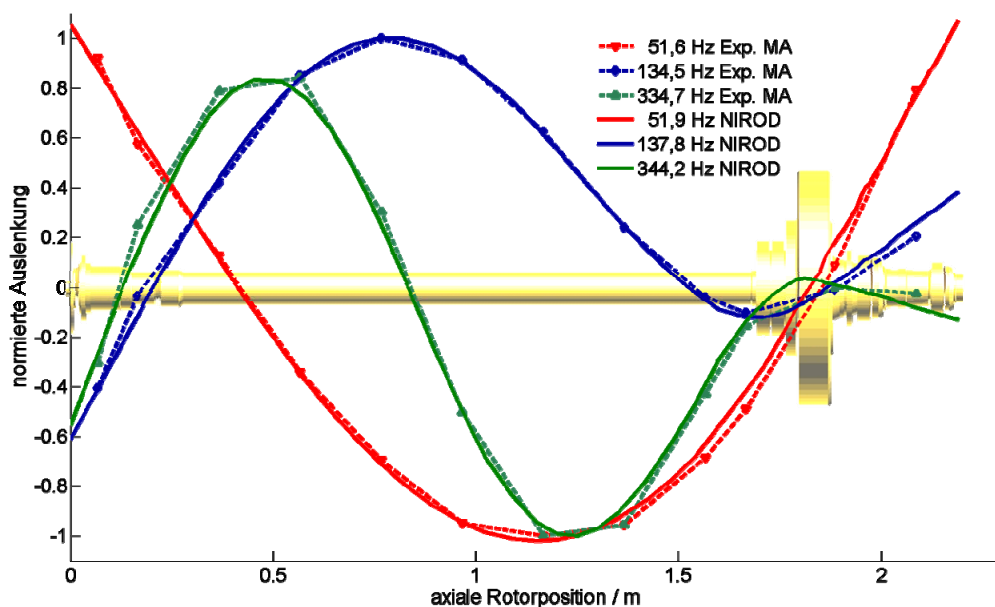


Bild 6.3: 1. - 3. Biegeeigenform der experimentellen und numerischen frei-freien Modalanalyse des LP-Spools stellt. Die ersten beiden Eigenformen stimmen gut überein und bei der dritten Eigenform gibt es nur eine geringfügige Abweichung am Ende des RSS. Die Überprüfung der Übereinstimmung der Eigenformen erfolgt mit einer Gütefunktion, wobei das Skalarprodukt der Eigenvektoren Verwendung findet. Diese Funktion ist hilfreich, um die Auswirkungen von Parame-

tervariationen im Modell hinsichtlich der Eigenvektoren zu überprüfen. Bei NIROD betrifft dies die Flanschstellen, Querschnittssprünge und Aufweitungen am LP-Spool.

$$Q = \frac{E_{V,NIROD} \cdot E_{V,exp.MA}}{|E_{V,NIROD}| \cdot |E_{V,exp.MA}|} \quad (6.1)$$

Sind beide Eigenvektoren identisch ergibt sich der Wert $Q = 1$. Beim Vorhandensein von Abweichungen ergeben sich Werte von $Q < 1$. In Tabelle 6.1 befindet sich nur der Vergleich der Parametervariationen, die die besten Übereinstimmungen lieferten. Dabei haben die Güterwerte eine maximale Abweichung von 4,1 %. Die Abweichung der zweiten Eigenfrequenz von 2,5 % liegt noch im tolerierbaren Bereich, auch weil die dritte Eigenfrequenz nur eine

Biegeeigenfrequenz	1.	2.	3.
exp. Modalanalyse	51,6 Hz	134,5 Hz	334,7 Hz
NIROD	51,9 Hz	137,8Hz	344,2Hz
rel. Fehler der Eigenfrequenz	0,6 %	2,5 %	2,8 %
Gütwert der Eigenform Q	0,9974	0,9982	0,9959

Tabelle 6.1: Vergleich der Eigenfrequenzen der frei-freien Modalanalyse

Abweichung von 2,8 % besitzt. Die kleinen Dämpfungsgrade der Messung werden in der Tabelle nicht verglichen, da der Einfluss der Werkstoffdämpfung sehr klein gegenüber der großen externen Dämpfung durch die SFDs ist. Aus diesem Grund erfolgte keine Aktivierung der Werkstoffdämpfung. Bei der folgenden Modalanalyse im gelagerten Zustand entstehen zudem große Dämpfungen, deren Ursache in der nicht fixierten Lage der SFDs zu sehen ist. Eine Abbildung erscheint daher nicht sinnvoll.

6.2.2 Gelagerter Rotor

6.2.2.1 Gelagerte experimentelle und numerische Modalanalyse

Bei der gelagerten numerischen Modalanalyse im Stillstand des LP-Spools erfolgt keine

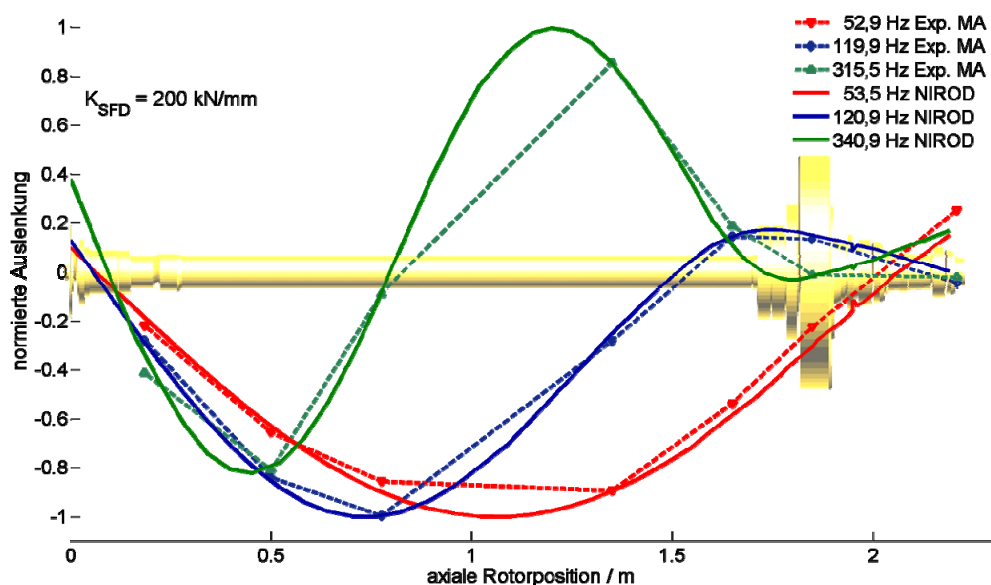


Bild 6.4: 1. - 3. Biegeeigenform der experimentellen und numerischen gelagerten Modalanalyse des LP-Spools Optimierung über den Güterwert, da die SFDs nicht fest angebunden sind, Kapitel 5.1.3.2.

Dadurch könnten sie sich bei der Messung leicht bewegen, wodurch eine Systemveränderung

Biegeeigenfrequenz	1.	2.	3.
exp. Modalanalyse	52,9 Hz	119,9 Hz	315,5 Hz
NIROD	53,5 Hz	120,9 Hz	340,9 Hz
rel. Fehler der Eigenfrequenz	1,1 %	0,8 %	8,1 %

Tabelle 6.2: Vergleich der Eigenfrequenzen bei der gelagerten Modalanalyse

entstehen würde. Trotz dieser ungünstigen Messlagerung stimmen die Eigenfrequenzen und Eigenformen Bild 6.4 sehr gut überein. Die größten Abweichungen ergeben sich im Bereich des RSS, da hier nur eine Messstelle auf das Ende des RSS mit einem Messklotz aufgesetzt werden musste. Durch das Gehäuse war keine andere Messmöglichkeit gegeben. Die Turbine ist aufgrund des Sensors auf dem Außendurchmesser am empfindlichsten gegenüber Bewegungen in den SFDs, worin vermutlich die Ursache für Abweichung bei der ersten Eigenform liegen kann. Der Schwingungsknoten der zweiten Eigenform vor der Turbine liegt in der Nähe der 2. Messebene (WS34), wodurch sich eine starke Gewichtung an dieser Messebene befindet, d.h. nur geringe Verschiebungen des Knotens führen zu starken Schwankungen der Amplituden. In der Tabelle 6.2 werden die Eigenfrequenzen gegenübergestellt, wobei sich geringere Abweichungen bei den beiden ersten Eigenfrequenzen ergeben als im ungelagerten Zustand. Die dritte Eigenfrequenz weist dafür aber eine deutlichere Abweichung auf. Da bei den Versuchen aber nur bis zu einer maximalen Frequenz von 135 Hz gefahren wird, ist diese Abweichung akzeptabel.

6.2.2.2 Berechnete Eigenfrequenzen im Betrieb

Die Erstellung eines Campbell-Diagramms zur Übersicht über das Verhalten des LP-Spools im Betrieb ist durch das nichtlineare Verhalten der SFDs inkl. des Aufschwimmens nicht möglich. Aus diesem Grunde werden als Grenzen des Rotorverhaltens die rein elastische La-

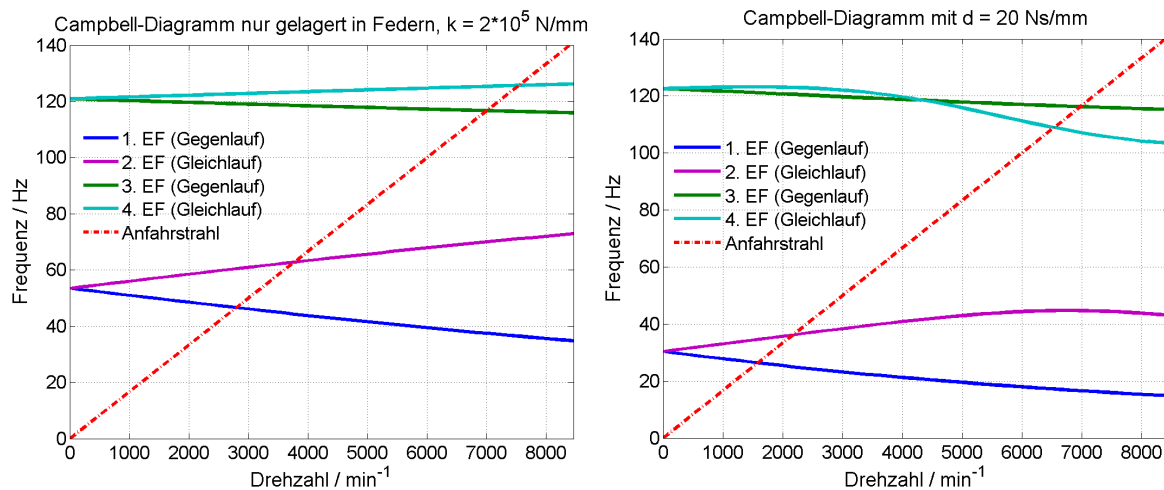


Bild 6.5: Berechnete Eigenfrequenzen des LP-Spools mit Gyroskopieeinfluss, Federn / viskoser Dämpfer gerung in Federn, sowie die Lagerung in viskosen Dämpfern anstatt der SFDs verwendet. Das anisotrope Steifigkeitsverhalten der Rahmen wird dabei ebenfalls nicht berücksichtigt. Im Bild 6.5 sind die zugehörigen Campbell-Diagramme dargestellt. Die Schnittpunkte aus Anfahrstrahl und Eigenfrequenz ergeben dabei die Eigenfrequenzen im Betrieb. Als Ersatzsteifigkeit werden für Lager 2 und 3 jeweils 200 kN/mm verwendet. Der viskose Ersatzdämpfer wird mit einer Dämpfungskonstante von 20 Ns/mm angenommen, die in Vergleichsrechnungen zu sinnvollen Ergebnissen führte.

Bei der Lagerung in Federn ergeben sich die Eigenfrequenzen des Gleichlaufs zu 125,5 Hz und 62,8 Hz. Die Eigenfrequenzen der Gegenläufe liegen bei 116,7 Hz und 46,6 Hz. Dies entspricht einer Abschätzung der Eigenfrequenzen nach oben. Bei der Lagerung in viskosen

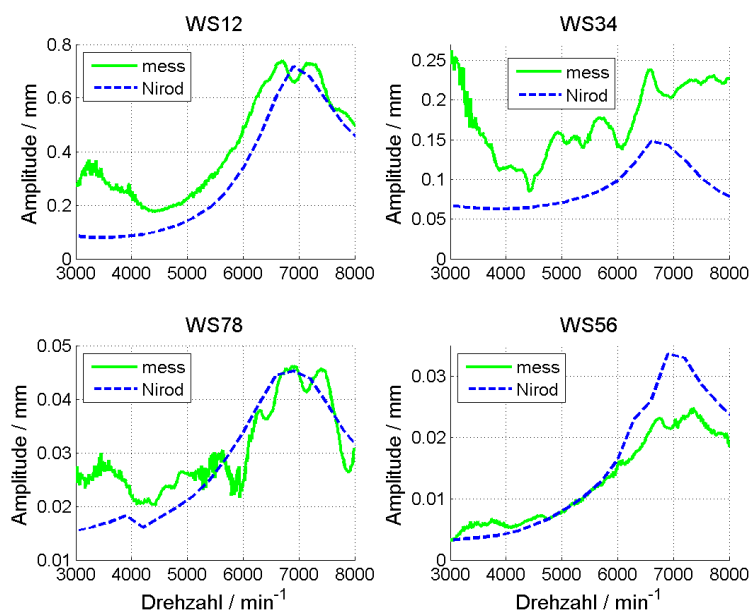
Dämpfern ergibt sich bei der 2. Eigenfrequenz ein Spezialfall. Da die viskose Dämpfung und die Gyroskopie von der Drehzahl abhängen und sich überlagern, gibt es bei ca. 4.200 min^{-1} eine Überschneidung von Gleich- und Gegenlauf. Nach diesem Punkt ändert sich die Reihenfolge. Dieses theoretische Verhalten mit viskosen Dämpfern wurde durch die Überprüfung des Drehsinns der jeweiligen Eigenvektoren nach [Nor74] bestätigt. RRD kam in ihren Berechnungen bei dieser Viskosität zu einem ähnlichen Ergebnis [Blu09]. Bei den viskosen Dämpfern ergeben sich somit die Eigenfrequenzen des Gleichlaufs zu $108,9 \text{ Hz}$ und $36,2 \text{ Hz}$. Die Eigenfrequenzen des Gegenlaufs liegen bei $116,3 \text{ Hz}$ und $26,4 \text{ Hz}$.

Durch die niedrige Steifigkeit der Ringfedern gegenüber den anisotropen Rahmen, wird die Gesamtsteifigkeit in den Berechnungen mit den SFDs wieder nahezu isotrop. Aus diesem Grunde sind die Eigenfrequenzen des Gleichlaufs die Systemeigenfrequenzen.

6.3 Erzwungene Schwingungen

Bei den verwendeten NIROD-Berechnungen kann die Gewichtskraft des Rotors nicht berücksichtigt werden, da sie numerisch zu nicht stabilen Programmdurchläufen führte. Da die Messdaten um den Bestätigungslauf kompensiert werden und auch nur die jeweiligen Orbits zu betrachten sind, hat die statische Ruhelage des Rotors keine Auswirkung auf den Vergleich der gemessenen Orbitamplituden mit der Berechnung. Aber durch die statische Biegelinie des Rotors trägt, durch den biegeelastischen LP-Shaft, Lager 3 im Stillstand kaum etwas zu den Auflagerkräften bei, da das näher an der Turbine liegende Lager 2 die meiste Lagerlast aufnimmt. Lager 2 kann somit erst bei höherer Drehzahl durch die Fliehkräfte der Unwucht die Gewichtskraft überwinden. Die Orbits der SFDs, insbesondere von Lager 2, sind somit nicht kreisförmig, wodurch die verwendete Theorie zu Abweichungen führt. Weiterhin besitzen die SFDs keine statische Steifigkeit, weshalb sie beim Hochlauf bis zu einer bestimmten Drehzahl aufliegen. Der Versuch mit einer zuschaltbaren Feder das Umschalten zwischen Aufliegen und Abheben der SFDs zu modellieren, war numerisch leider nicht mit Erfolg umsetzbar. Somit wurden die Berechnungen erst ab einer Drehzahl von 3.000 min^{-1} realisiert, was den abgehobenen SFDs entspricht.

Die Berechnungen der erzwungenen Schwingungen mit NIROD können nicht die 1. Eigenfrequenz bei ca. 3.200 min^{-1} wiedergeben, Bild 6.6. Dies entspricht auch der Berechnung mit



SFDs ohne Gewichtskraft von RRD [Blu09], wobei anstatt der Ringfedern nur mit Stahlzylindern gerechnet wurde. Diese Berechnung erfolgte mit einem kommerziellen Programm von RRD. In dieser Veröffentlichung wurde zusätzlich eine Berechnung mit Gewichtskraft und erfolgreich umgesetztem Übergang zwischen dem Aufliegen und Abheben der SFDs als nichtlineare transiente Berechnung umgesetzt. Dabei konnten die Amplituden der 1. Eigenfrequenz qualitativ gut nachgebildet werden.

Aufgrund dieser Abweichungen werden die Berechnungen mit den Messungen oberhalb von 4.000 min^{-1} verglichen. Da für einen Vergleichsniederdruckrotor die 2. Eigenfrequenz in

der Nähe des Betriebsbereiches liegt, ist dieser Bereich ohnehin interessanter als die darunter liegenden Drehzahlen. Zusätzlich wirken sich die Fliehkräfte der Unwuchten bei höheren Drehzahlen erheblich stärker aus.

6.3.1 Axial verteilte Unwuchten

Die Berechnung der auf dem LP-Shaft axial verteilten Unwuchten erfolgte für alle 6 Positionen bei 1364 gmm und 2156 gmm und wird in den folgenden Bildern dargestellt. Bei WS12

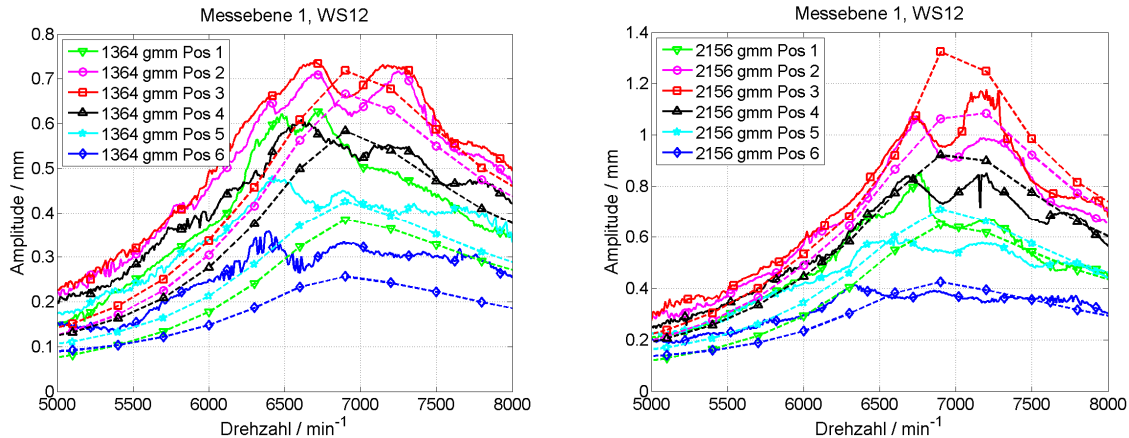


Bild 6.7: Vergleich der Amplituden in der Mitte des LP-Shafts, — Messung, --- NIROD

ist eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten festzustellen, Bild 6.7. Bei 1364 gmm betreffen die größten Abweichungen der Berechnungsergebnisse die Position 1, die aber wiederum bei 2156 gmm eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten liefert. Dieses Verhalten entspricht auch der Position 6, wobei der Unterschied bei 2156 gmm besonders gering ausfällt. Bei der Position 3 fällt der deutliche Unterschied im Verhältnis zu Position 2 bei der Vergrößerung der Unwucht in der Berechnung auf, was ein Zeichen für die größeren SFD-Kräfte bei der größeren Unwucht an der besonders sensiblen Position 3 ist.

In Bild 6.8 sind die maximalen Amplituden der Messung und Berechnung gegenübergestellt, wobei sie auf 1000 gmm (links) und auf die Werte der Position 3 (rechts) normiert wurden.

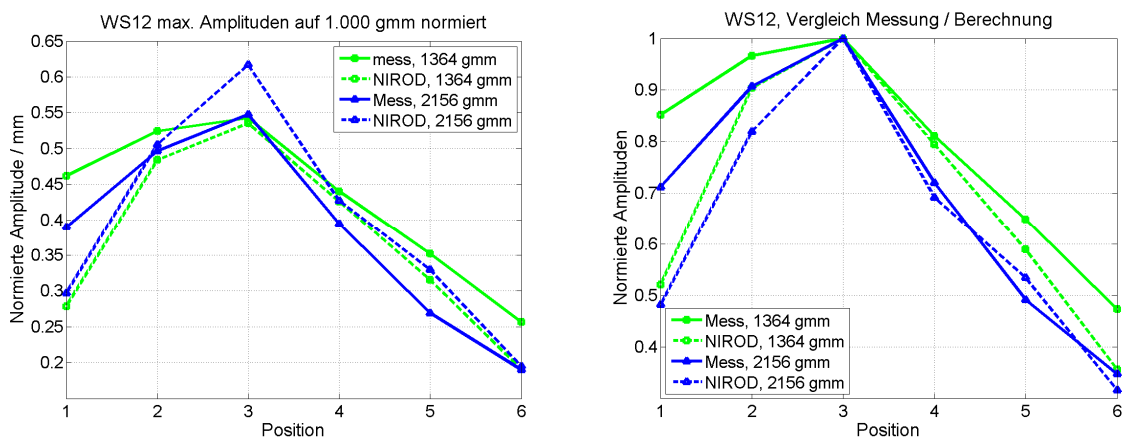


Bild 6.8: Vergleich der Amplituden in der Mitte des LP-Shafts, — Messung, --- NIROD

den. Bei der Normierung auf 1000 gmm ist zu erkennen, dass die Berechnung bei Position 3 bei 2156 gmm deutlich größere Amplituden ergibt, als bei den Messungen, die dicht beieinander liegen. Ansonsten verhalten sich die normierten Berechnungen bei WS12 sehr ähnlich, was wiederum abweichend zu den Messungen ist. Bis auf die Position 1 entspricht das qualitative Verhalten der Berechnungen denen der Messung. Bei der Normierung auf die Position 3 (Bild 6.8, rechts) ergibt sich ein ähnliches Bild. Hierbei kommt es darauf an, ob das Sensitivitätsverhalten richtig abgebildet wird. Bei dieser Darstellung wird deutlich, dass das Verhal-

ten der Positionen 4 und 5 besonders gut wiedergegeben wird. Die Position 2 hat eine sich wiederholende Abweichung zur Messung. Die Position 6 wird bei der größeren Unwucht besser wiedergegeben als bei 1364 gmm, was an der großen Masse der Turbine liegen kann. Die Position 1 wird wie im linken Bild schlecht rekonstruiert, wobei aber auch die Messung große Abweichungen untereinander zeigt.

Bei der Messebene 2 (WS34) liegen die Messungen um den Faktor 2 höher als bei den Be-

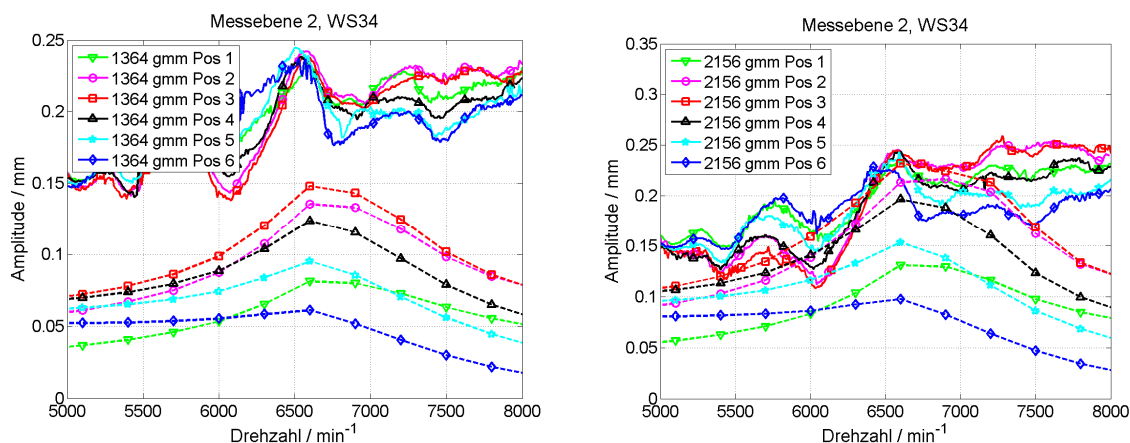


Bild 6.9: Vergleich der Amplituden vor der Turbine, — Messung, --- NIROD

rechnungen. Der Grund dafür liegt in dem sich in der Nähe befindlichen Schwingungsknoten

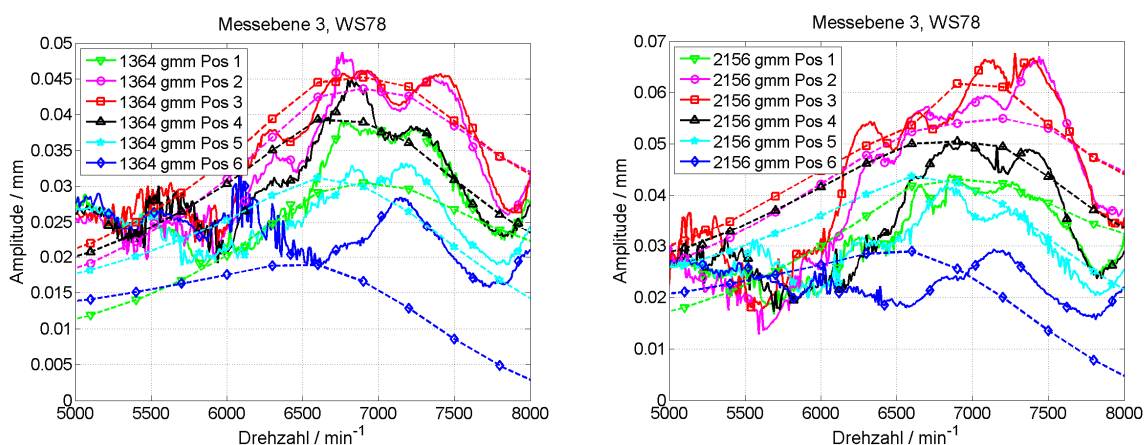


Bild 6.10: Vergleich der Amplituden zwischen Welle und SFDs, — Messung, --- NIROD

der 2. Eigenform, der nicht korrekt wiedergegeben wird. Die Reihenfolge der Amplituden der Positionen stimmt aber bei Berechnung und Messung gut überein. Der Einfluss auf die Knotenposition durch Unwuchten ist in Bild 6.12 rechts bei Lauf 3 erkennbar, wo kaum ein zusätzliches Moment durch die Turbinenunwucht wirkt. Eine kleine Verschiebung des Knotens wirkt sich somit sehr stark auf die Amplitude aus.

Die Messebene 3 (WS78) wird wieder qualitativ gut berechnet. Die Amplituden und ihre maximalen Amplituden stimmen gut überein. Die Ausnahme bildet dabei die Position 6 und bei der

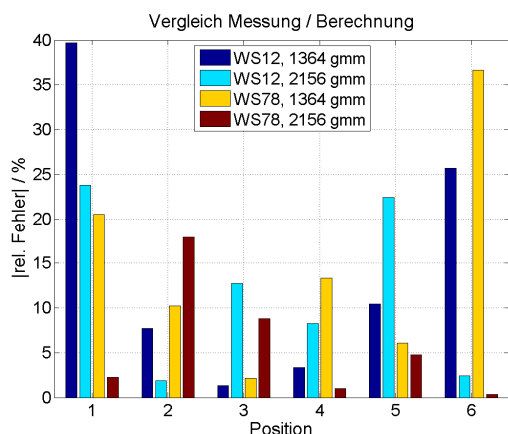


Bild 6.11: Abweichungen der maximalen Amplituden

kleineren Unwucht die Position 1, wie es schon bei WS12 aufgetreten ist. In Bild 6.11 sind die relativen Fehler zwischen der Berechnung im Vergleich zur Messung bei WS12 und WS78 dargestellt, wobei bei den Positionen 2 bis 5 die Abweichungen unter 25 % liegen. Bei den sensitiven Positionen 2 bis 4 sind die Abweichungen bei WS12 unter 13 % und bei WS78 unter 18 %. Die Berechnungen stimmen somit mit den Messungen bei WS12 und WS78 gut überein.

6.3.2 Einfluss der Momente der Turbinenunwuchten

Zur Überprüfung der korrekten Wiedergabe des Einflusses der Unwuchten auf die Turbine und die Balancer mit den zugehörigen Momenten, erfolgt die Berechnung der entsprechenden

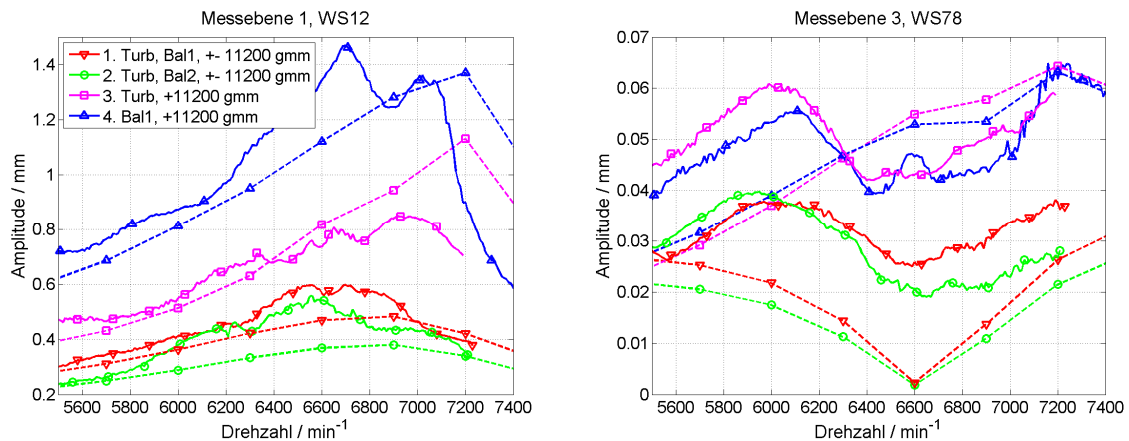


Bild 6.12: Vergleich der Amplituden, — Messung, --- NIROD

Messläufe aus Kapitel 5.2.3. Bei der Messebene 1 (WS12) werden die ersten beiden Messläufe mit neutralisierter Unwuchtsetzung, aber mit drehendem Moment, qualitativ gut wiedergegeben. Die Messung ist dabei immer noch mit bleibenden Restunwuchten des LP-Spools behaftet, obwohl die Messdaten um den Bestätigungslauf kompensiert wurden. Die nicht berücksichtigte Gewichtskraft hat durch die nur gering vorhandenen Unwuchten einen besonders großen Einfluss. Das Modell kennt in diesem Fall aber nur das durch die Unwuchten eingeleitete Moment. Durch diese Tatsache ergibt sich eine Abweichung der Amplituden. Dies zeigt sich besonders im Verhalten der 3. Messebene (WS78), wo die Auslenkung zwischen den SFDs aufgrund der nicht vorhandenen Unwucht bei 6.600 min⁻¹ ein Minimum annimmt, Bild 6.12. Dieses Minimum entspricht zwar nicht in der Amplitude der Messung, aber in der Position. Dies ist wieder ein gutes Zeichen für die Qualität des erstellten Modells. Das Größenverhältnis wird bei WS12 korrekt wiedergegeben, obwohl das Moment bei Lauf 1 nur 20 % größer ist als bei Lauf 2. Bei der Absolutbewegung zwischen den SFDs (WS5678) ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei WS78.

Die Läufe 3 und 4 unterscheiden sich durch das eingeleitete Moment, wobei das Moment der Turbine gerade mal 3 % des eingeleiteten Balancermomentes entspricht und die eingeleiteten Unwuchten mit 11200 gmm schon recht groß ausfallen. Bei WS12 wird der 4. Lauf in

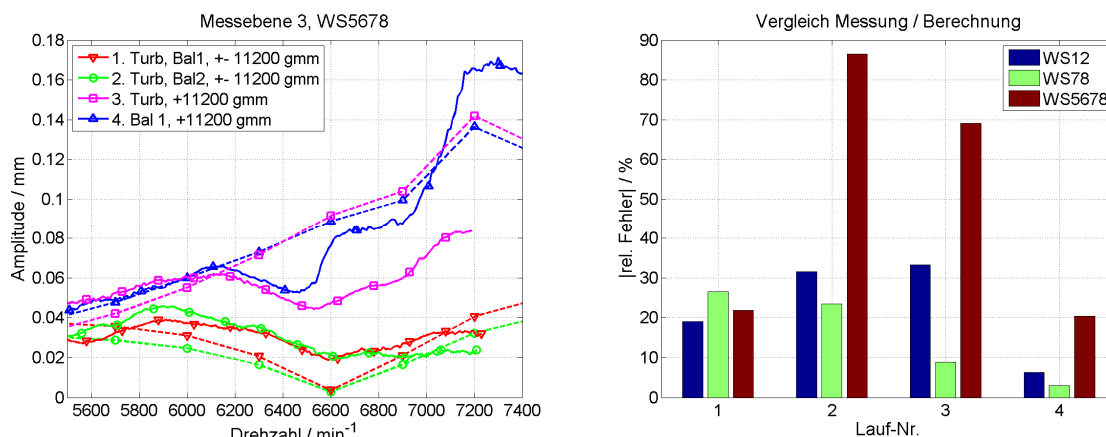


Bild 6.13: Vergleich der Abweichungen der maximalen Amplituden

seinen Maximalwerten besser rekonstruiert als der 3. Lauf, Bild 6.12. Der Verlauf der Kurven ist bei ca. 6.600 min^{-1} sehr ähnlich zu den Messungen. Darüber hinaus wird der 4. Lauf unterschätzt und der 3. Lauf überschätzt. Bei WS78 wird die Position des Minimums im mittleren Drehzahlbereich nicht wiedergegeben, wobei aber die Maxima geringe Abweichungen aufweisen. Dies gilt wieder besonders für den Lauf 4. Im Gegensatz dazu werden die Maximalwerte der Absolutbewegung zwischen den SFDs (WS5678) schlechter rekonstruiert. Ein Vergleich der berechneten und gemessenen maximalen Amplituden wird in Bild 6.13 rechts gezeigt, wobei die große Abweichung der Minima beim 1. und 2. Lauf nicht berücksichtigt wird. Generell liegen die Abweichungen von WS12 bei unter 32 % und die von WS78 unter 27 %. Beim Lauf 4 scheint ein Optimum einzutreten, da die Abweichungen bei 7 % (WS12) und 3 % (WS78) liegen. Insgesamt werden die Messungen durch die Berechnungen gut wiedergegeben.

6.3.3 Verhalten bei großen Unwuchten

Die Berechnungen für große Unwuchten sind wie die Messungen in Balancer 1, Balancer 1 und 2, sowie mit fest eingeschaubarer Unwucht auf der Rückseite der Turbine und zugeschalteten Balancer 1 unterteilt. Beim Balancer 1 werden in Bild 6.14 und Bild 6.15 die Werte

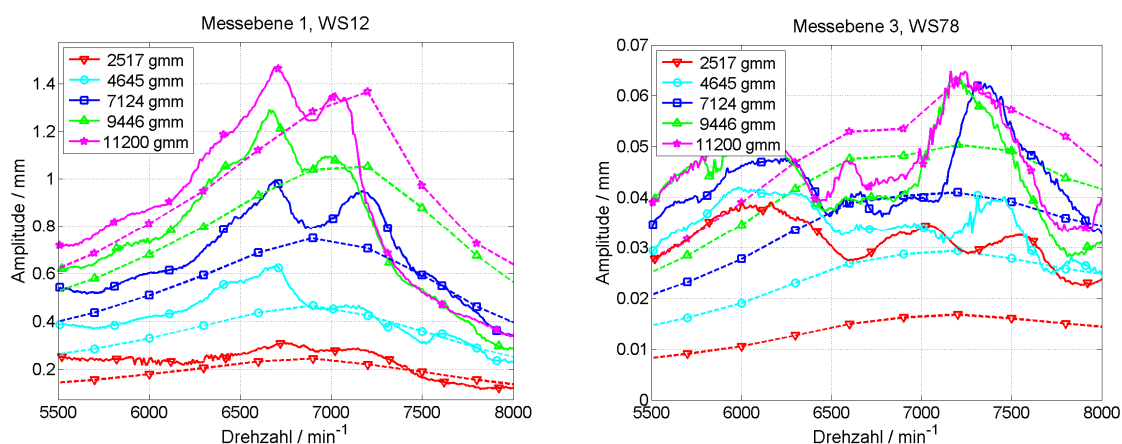


Bild 6.14: Vergleich der Amplituden mit Unwuchten bei Balancer 1, — Messung, --- NIROD WS12, WS78 und WS5678 bis 11200 gmm dargestellt. Die Unwuchten aus Balancer 1 und 2 gehen dann bis 22400 gmm, wobei nur noch die Maximalwerte in Bild 6.17 mit denen der

anderen Unwuchten verglichen werden. Die Amplitudenwerte der Unwuchtsetzungen mit dem fixierten Anteil von 22400 gmm an der Turbine sind in Bild 6.16 dargestellt.

Die Amplitudenverläufe der Unwuchten am Balancer 1 werden bei WS12 bis 11200 gmm durch NIROD gut wiedergegeben. Die Position der Maxima wird zwar nicht immer getroffen,

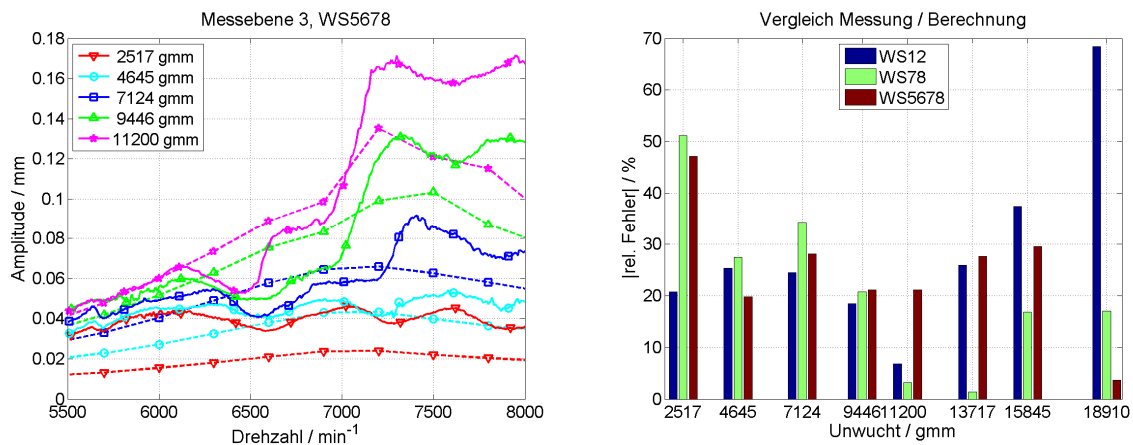


Bild 6.15: Vergleich der Amplituden von Balancer 1 und der Abweichungen, — Messung, --- NIROD aber die Maxima liegen quantitativ in einem guten Bereich. Insbesondere gilt dies für 9446 gmm und 11200 gmm. Die Amplituden der Messungen fallen ab 9446 gmm schneller ab als die der Berechnungen. Der Grund dafür liegt in der stärkeren Bewegung des Gehäuses von Lager 2 und 3 bei der Messung, was sich in der Absolutbewegung in der Messebene 3 (WS5678) widerspiegelt. Ein Vergleich der relativen Fehler der Maxima der Amplituden zeigt, dass über 11200 gmm die Genauigkeit der numerischen Berechnung abnimmt, da die Exzentrizität der SFDs und damit ihrer Dämpfungskräfte stark nichtlinear zunimmt, Bild 6.15 rechts.

Bis 22400 gmm nehmen die Abweichungen immer weiter zu, was in der Grafik durch die 18910 gmm Messung angedeutet wird. Das Modell weicht somit bei Berechnungen dieser

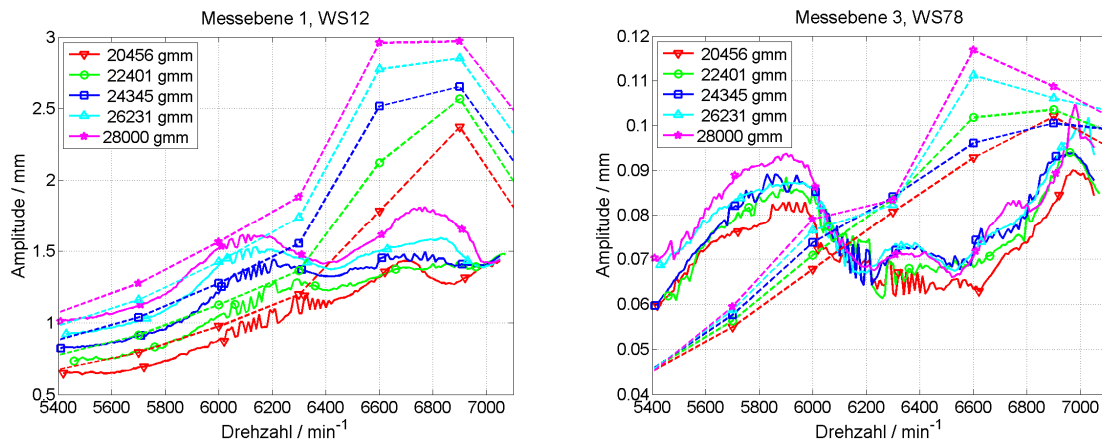


Bild 6.16: Vergleich der Amplituden mit großer Turbinenunwucht, — Messung, --- NIROD Unwuchtgrößen deutlich von der Messung ab. Dies gilt genauso für die Unwuchten mit dem fixierten Turbinenanteil von 22400 gmm, das ein geringeres Moment beinhaltet, Bild 6.16. Bei WS12 überschätzen die Berechnungen die Messungen deutlich, wobei die Position der Maxima noch gut getroffen wird. Die SFD-Kräfte nehmen somit stärker zu als in der Berechnung angenommen. Das gleiche Verhalten ist bei WS78 zu beobachten, wobei sich da die Amplituden bei 7.000 min^{-1} wieder annähern. Der Grund dafür liegt darin, dass die maximale Auslenkung der SFDs durch die begrenzende Geometrie festgelegt wird. An dieser Position werden auch die Auslenkungen bei WS12 wieder geringer.

Im Vergleich der Berechnungen in Bild 6.17 werden die Maxima (links) und die Beträge der relativen Fehler über die Unwuchtgröße (rechts) miteinander verglichen. Bei den maximalen Amplituden ist ein Anstieg bei den Berechnungen und Messungen mit dem Balancer 1 zu

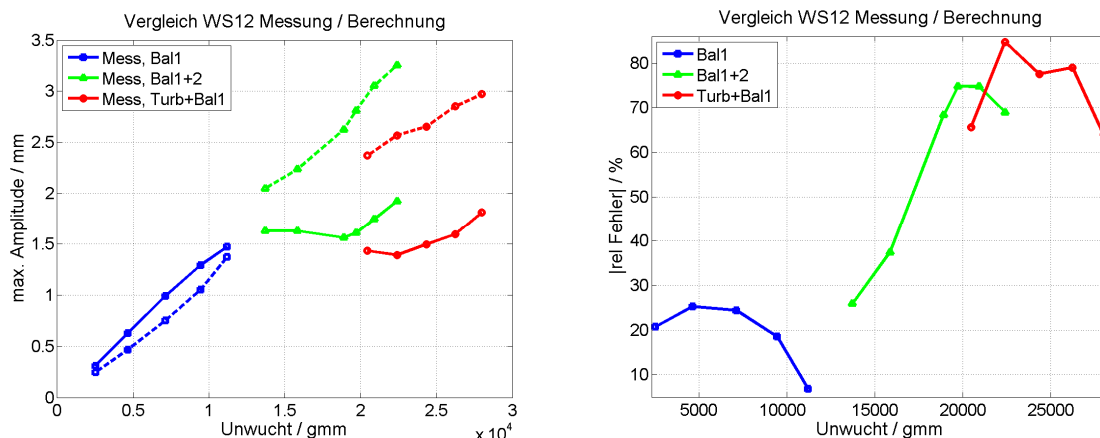


Bild 6.17: Vergleich der max. Amplituden und Abweichungen, — Messung, --- NIROD

erkennen. Bei den Messläufen mit Balancer 1 und 2 (grün) scheint dieser Anstieg zu stagnieren um dann wieder anzusteigen. Dieser Bereich wurde in Tabelle 5.9 schon als Übergang zur stärkeren Dämpfung durch die SFDs gekennzeichnet. Das jeweils lineare Steigungsverhalten bis 11200 gmm und von 18910 gmm bis 22400 gmm (Tabelle 5.9) wird durch die Rechnung gut wiedergegeben. Dies gilt auch für die Unwuchten aus Turbine und Balancern. Der Knick bei 22400 gmm resultiert daraus, dass dabei nur die Turbine allein eine Unwucht trägt. Die relativen Fehler zeigen bei 11200 gmm ein Minimum und ein sich einstellendes Maximum von 70 % bis 85 % ab 18910 gmm. Somit besteht bis zur Berechnung von 15845 gmm bei WS12 ein maximaler relativer Fehler von unter 40 %. Bis 13717 gmm liegt die Abweichung der maximalen Amplituden sogar unter 27 %, was für SFD-Berechnungen mit derart großen Unwuchten einen guten Wert darstellt.

6.4 Übertragbarkeit des Quetschöldämpfermodells

In diesem Kapitel soll die Übertragbarkeit des implementierten SFD-Modells nach Schwer [Sch86] auf Systemänderungen hin untersucht werden.

6.4.1 LP-Spool in Stahlzylindern

Für eine erste Überprüfung der Übertragbarkeit des Berechnungsmodells nach Schwer werden Messungen mit ausgewählten Sensitivitätsunwuchten auf dem LP-Shaft durchgeführt, bei denen die Ringfedern des LP-Spools durch Stahlzylinder ersetzt wurden. Mit dieser Konfiguration entfällt der nichtlineare Einfluss der Ringfedern. Weiterhin findet eine sehr steife Anbindung der Lagergehäuse zum Rahmen statt, wodurch sich die Anisotropie der Rahmenstruktur ausprägt.

Es werden die Messebenen 1 (WS12) und 3 (WS78) mit dem angepassten SFD-Modell berechnet, wobei im Modell nur die Ringfedern durch die Stahlzylinder ausgetauscht wurden, Bild 6.18. Bei der Messebene 1 werden die Messläufe nicht nur qualitativ, sondern auch quantitativ gut wiedergegeben. Die Abbildung der Eigenfrequenz bei 6.850 min^{-1} wird durch die Rechnung ebenfalls korrekt. Die Messebene 3 befindet sich durch die Modifikation des Systems in der Nähe des Schwingungsknotens zwischen Lager 2 und Lager 3, Bild 6.4. Bei der Verwendung der Ringfedern war, aufgrund der weicheren Anbindung der Schwingungsknoten, die 2. Eigenfrequenz weiter von der Messebene entfernt, wobei die Gehäusemasse auch mitschwingen konnte. Bei den Messungen von Position 1 ist bei WS78 zwischen 6.000

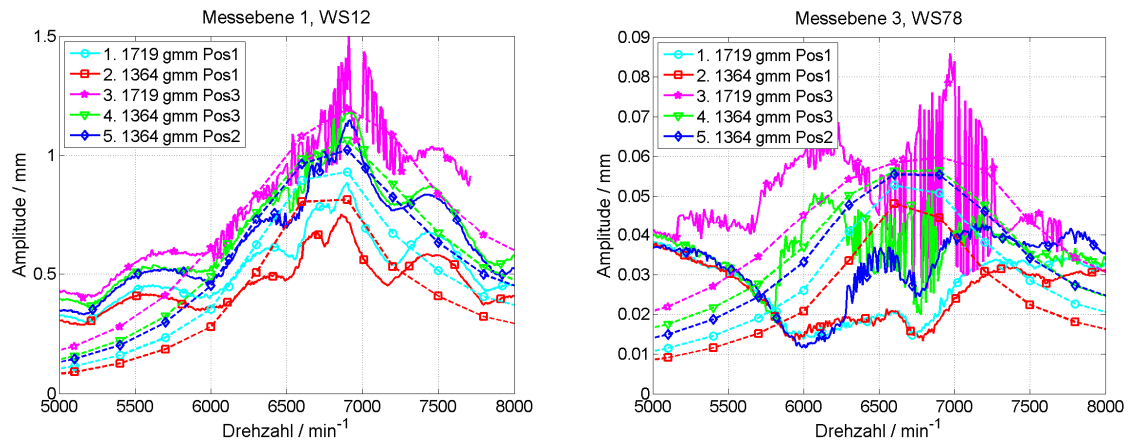


Bild 6.18: Vergleich der Amplituden ohne Ringfedern mit — Messung, --- NIROD

min^{-1} und 7.000 min^{-1} ein Minimum durch die Nähe des Knotens ausgeprägt, was sich in den Berechnungen nicht widerspiegelt. Bei Position 2 ist schon ein Anstieg durch die Verschiebung des Knotens zu erkennen, was sich bei den Unwuchtsetzungen auf Position 3 (sensitivste Position) zu deutlichen Amplitudensteigerungen fortsetzt.

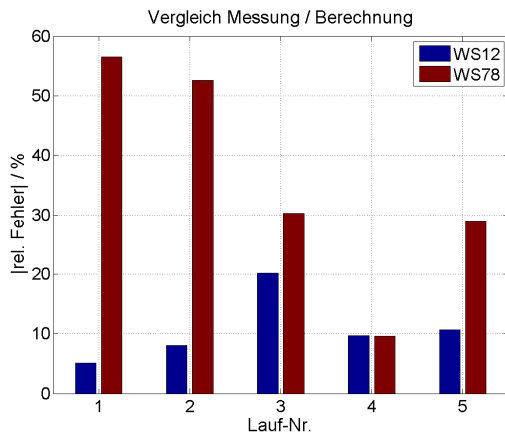


Bild 6.19: Abweichungen der max. Amplituden

In Bild 6.19 werden die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung verglichen. Bei WS12 ergibt sich beim 3. Messlauf eine größere Abweichung, da die Spitzenwerte der Messung mit der Berechnung verglichen werden. Die Messung schwankt im Mittel aber fast um den Wert der Berechnung. Die Fehler liegen somit bis auf den 3. Lauf unter 10 % bei den Maxima der Amplituden. Bei WS78 sind es durch den Schwingungsknoten bei Lauf 1 und 2 über 50 % Abweichung. Der 3. Lauf wird durch die Amplitudenspitzen im Messlauf wieder schlechter in der Rechnung wiedergegeben, als wenn man die mittlere Schwankung verwendet.

6.4.2 Rotor mit einem abweichenden Quetschöldämpfer

Zur Überprüfung der Übertragbarkeit des implementierten SFD-Modells nach Schwer auf SFDs ähnlicher Bauart, werden die Messdaten eines Prüfstandes aus der Veröffentlichung [Dom06] verwendet, der sich wiederum auf die Arbeiten [Kik04] und [Lim04] bezieht. Dieser Rotor ist in zwei Kugellagern gelagert. Auf der linken Seite befinden sich der Elektroantrieb, der mit einer elastischen Kupplung mit dem Rotor verbunden ist, und das Axiallager. Auf der rechten Seite wird das Kugellager mit einem SFD ausgestattet, der eine ähnliche Dimension zum Lager 2 des LP-Spools besitzt. Er ist beidseitig durch Kolbenringe gedichtet und besitzt eine exzentrische Ölzufuhrnut. Die Modellierung des Rotors wurde in NIROD basierend auf [Lim04] erstellt, siehe Bild 6.20. Die Maximaldrehzahl des Rotors beträgt 11.000 min^{-1} . Bei den Untersuchungen wurden mehrere Parameter variiert. Die verwendeten Vergleichsmes-

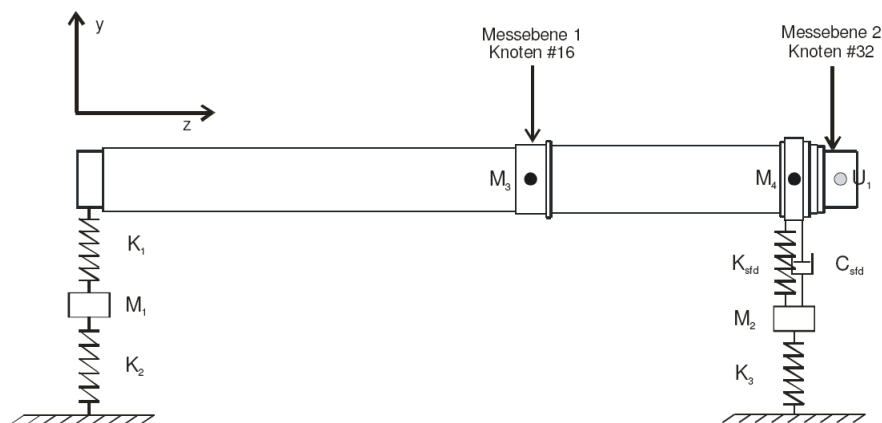


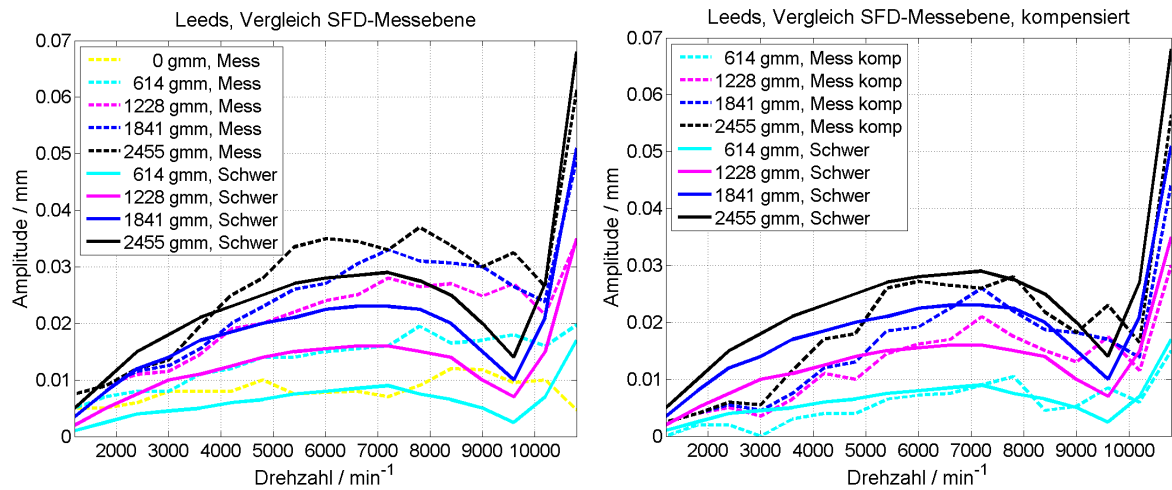
Bild 6.20: Simulationsmodell des Leeds-Rotor von Lim und Kik
sungen erfolgten bei einem Ölzufuhrdruck des SFDs von 5 bar Absolutdruck.

In Tabelle 6.3 sind die Daten zum Leeds-Rotor im Vergleich zu den in dieser Arbeit verwendeten SFDs gegenübergestellt. Der Dämpferdurchmesser entspricht dem vom Lager 2, wobei das radiale Dämpferspiel und die Dämpferbreite deutlich kleiner ausfallen. Weiterhin ist die dynamische Ölviskosität doppelt so groß. Das Prinzip der Abdichtung und der Durch-

	SFD Leeds	Lager 2	Lager 3
Dämpferdurchmesser	160,22 mm	160 mm	131 mm
Dämpferlandbreite	18,2 mm	34 mm	34 mm
Radiales Dämpferspiel	0,087 mm	0,130 mm	0,130 mm
Axiale Abdichtung	Kolbenringe	Kolbenringe	Kolbenringe
Ölzufuhrbohrungsdurchmesser	2 mm	2 mm	2 mm
dyn. Ölviskosität / $\text{kg}/(\text{mm}\cdot\text{s})$	bei 27°C: $4,9\cdot 10^{-6}$	bei 30°C: $2,1\cdot 10^{-6}$	bei 30°C: $2,1\cdot 10^{-6}$
Rotorlänge	1064 mm	2300 mm	2300 mm
Rotorhauptdurchmesser	86 mm	80 mm	80 mm
Rotormasse	54,6 kg	150 kg	150 kg

Tabelle 6.3: Daten des Leeds-Rotors im Vergleich zum LP-Spool

messer der Öldüse sind wieder gleich. Dieser Rotor wurde in NIROD implementiert, wodurch eine Überprüfung zur Übertragbarkeit des verwendeten SFD-Modells nach Schwer auf die Messdaten einer anderen SFD-Konfiguration ermöglicht wird.



Links in Bild 6.21 sind die Originalmessungen des Leeds-Rotors den Berechnungen von NIROD an der Position des SFD in vertikaler Richtung gegenüber gestellt. Rechts sind die Messdaten mit den Amplituden des 0 gmm Messlaufs kompensiert, da das Programm ohne angebrachte Unwucht von einem perfekt ausgewuchteten Rotor ausgeht. Hierbei kann leider keine phasengerechte Kompensation durchgeführt werden. Im rechten Diagramm ist eine gute Übereinstimmung der Amplituden ab ca. 5.000 min⁻¹ zu erkennen. Unter 5.000 min⁻¹ werden die Amplituden durch NIROD überschätzt. Die Drehzahlen der Maxima stimmen bis auf die Kurve von 614 gmm sehr gut überein. Das Minimum der Kurven wird um ca. 12 Hz zu niedrig berechnet.

Insgesamt kann man von einer guten Übertragbarkeit des SFD-Modells in NIROD sprechen, obwohl die Dämpferbreite und das Spiel, sowie die Ölviskosität sich deutlich unterscheiden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Messung des rotordynamischen Verhaltens eines Systems mit nichtlinearen Komponenten stellt eine gute Grundlage zur Validierung und weiteren Verhaltensvorhersage eines solchen Rotorsystems mit Berechnungsmodell dar.

Die zur Bestimmung des rotordynamischen Verhaltens des originaldimensionierten LP-Spools durchgeführten Messungen zeigten die jeweiligen linearen Bereiche auf. Dabei gelang es mittels einer Interpolationsart zwischen Unwuchtverteilungen unterschiedlicher Größe die Wegamplituden weiterer Unwuchtverteilungen an verschiedenen Positionen mit einer über 95 % relativen Übereinstimmung vorherzusagen. Die Einflusszahlen der Sensitivitätsanalyse der Unwuchten entlang des LP-Shafts konnten ermittelt und grafisch dargestellt werden. Dabei ist die Position 3 bei der 2. Biegeeigenfrequenz die Sensitivste und bis zu 6-mal einflussreicher als die 3. Turbinenstufe.

Bei den Messungen mit großen Unwuchten auf der Turbine war es möglich, die unterschiedliche Auswirkung von Unwuchten auf den 3 angenommen Turbinenstufen zu quantifizieren. Die vorderen Turbinenstufen (Balancer Positionen) erzeugen durch den Hebelarm zum Turbinenflansch ein über 30-mal größeres Moment. Dies führt z.B. in der Mitte des LP-Shafts bei 11.200 gmm zu 73 % und bei 22.400 gmm noch zu 30 % größeren Amplituden als bei der 3. Turbinenstufe. Die Unwuchtversuche konnten nur bis 28.000 gmm durchgeführt werden, da darüber hinaus die Vorspannung der Ringfedern überwunden wurde.

Die Variation des Zufuhrdruckes der SFDs von 5 bar auf 2 bar Absolutdruck hat ein Ansteigen der Amplitude bei WS12 von 100 % zur Folge. Bei den SFDs (WS78) liegt dabei der Anstieg bei 125 %.

Das Verhalten bei ausgeschalteten SFDs zeigte einen Anstieg der Eigenfrequenz des Systems. Bei diesen Versuchen erhöht sich die Amplitude der SFDs um über 200 % bei ca. 7.000 min^{-1} . Dabei verschiebt sich das Zentrum der Orbits vertikal nach oben und vergrößert sich bis in den Kontaktbereich der SFDs. Im sich dabei einstellenden Frequenzspektrum ist ein starkes Ansteigen der sub- und höherharmonischen Frequenzanteile deutlich sichtbar. Bei der Deaktivierung mit Stahlzylindern ist ein eindeutiger Anstieg der 2. Biegeeigenfrequenz des Systems beim Kontakt der SFDs zu erkennen.

Die experimentellen Modalanalysen stimmten mit denen des Berechnungsmodells in Frequenz und Eigenform sehr gut überein. Die nichtlinearen Berechnungen wurden mit dem Modell von M. Schwer in NIROD durchgeführt. Die Berechnungsergebnisse der axialen Unwuchtverteilungen stimmten mit den Berechnungen bei WS12 und WS78 gut überein. Die Übereinstimmung der Amplitudenmaxima lag bei den Positionen 2 bis 4 bei WS12 bei über 87 % und bei WS78 bei über 82 %.

Bei den Berechnungen mit großen Unwuchten zeigte sich eine gute Übereinstimmung bis 11.200 gmm. Darüber hinaus wurde die relative Abweichung der Berechnung zur Messung immer größer und ging oberhalb von 20.000 gmm bis 85 %.

Die Überprüfung des verwendeten Modells mit der Variation der Steifigkeit der Lagerabstützung und mit Vergleichsmessung eines SFD-Prüfstandes der University of Leeds zeigte die gute Übertragbarkeit des implementierten SFD-Modells auf andere Rotor-SFD-Kombinationen.

Die in dieser Arbeit gesetzten Ziele wurden bis auf die Realisierung der Einleitung des stationären Momentes zur Take Off Simulation erreicht. Leider stand keine Zeit mehr zur Verfügung, um den dafür notwendigen Umbau und die Neuausrichtung umzusetzen. Der Grund dafür liegt in dem Folgeprojekt, bei dem die SFDs durch Piezoaktoren ersetzt werden. Mit ihnen soll an dem Rotorprüfstand in Originalgröße das mögliche Potential ausgetestet werden. Durch die aktive Abstützung ist es möglich aktiv zu dämpfen, aber auch eine Schwingungs-isolation in Hinblick des Passagierkomforts zu erreichen. Nach erfolgreicher Umsetzung dieses Projektes ist es dann möglich, die Leistungsfähigkeit von Piezoaktoren im aktuellen Leistungsstand mit den Ergebnissen der passiven SFDs in dieser Arbeit zu vergleichen. Die Besonderheit liegt dabei daran, dass die Untersuchung an Komponenten in Originaldimension von Flugzeugtriebwerken realisiert werden kann.

Literatur

- Adl08 Adler, K.: *Aktives Wuchten eines in Magnetlagern überkritisch betriebenen Rotors*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, 2008
- Aen02 Aenis, M.: *Einsatz aktiver Magnetlager zur modellbasierten Fehlerdiagnose in einer Kreiselpump*, Dissertation. Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, 2002.
- Bie71 Bienzeno, C.B., Grammel, R.: *Technische Dynamik: Erster Band, Grunddla-gen und einzelne Maschinenteile, Zweiter Band Dampfturbinen und Brenn-kraftmaschinen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1971
- Blu09 Blutke, R., Peters, D., Kaletsch, C., Domes, B., Nordmann, R.: *Nichtlineares rotordynamisches Verhalten eines Niederdruckrotors bei nicht zentrierten Quetschöldämpfern*, SIRM 2009 – 8: Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Wien, Österreich, 23. - 25. Februar 2009
- Bro93 Bronstein, I.N., Semendjajew, K.A., Musiol, G., Mühlig, H.: *Taschenbauch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch, Thun, Frankfurt am Main 1993, 1. Auflage
- Cra93 Cardall, S.H., El-Shafei, A.: *Momentum and Energy Approximation for Ele-mentary Squeeze –Film Damper Flows*; Journal of Applied Mechanics Vol. 60; ASME 1993; S. 728-736
- Dom06 Domes, B., Levesly M.: *Non-linear Behaviour of a Squeeze Film Damper*, 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Wien, 25-28 September 2006
- Dub97 Beitz, W., Grote, K.-H.: *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, 19. Auflage, 1997
- Els91 El-Shafei, A., Cardall, S.H.: *Fluid inertia forces in squeeze film dampers; Ro-tating Machinery and Vehicle Dynamics*, DE-Vol. 35, ASME 1991, S. 219-228
- Fed77 Federn, K.: *Auswuchttechnik Band 1*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York 1977
- Fom09 Fomi Wamba, F.: *Automatische Auswuchtstrategie für einen magnetgelager-ten elastischen Rotor mit Auswuchtaktoren*, Dissertation Technische Universi-tät Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 2009
- Gas02 Gasch, R., Nordmann, R., Pfützner, H.: *Rotordynamik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2. Auflage, 2002.
- Gas87 Gasch, R., Knothe, K.: *Strukturodynamik Band 1 Diskrete Systeme*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1987
- Gas89 Gasch, R., Knothe, K.: *Strukturodynamik Band 2 Kontinua und ihre Diskretisie-rung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1989
- Gen85 Genta, G.: *Kinetic Energy Storage: Theory and Practice of Advanced Fly-wheel Systems*, Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Torino, Butter-worths, London, 1985
- GMN GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG, www.gmn.de: „Berührungslo-se Dichtungen“, Katalog 8051
- Grö06 Grönsfelder, T.: *Entwicklung und Validierung neuer Ansätze zur numerischen Untersuchung von Quetschfilmdämpfern*, Dissertation, Fachbereich Maschi-nenbau der Technischen Universität Darmstadt, 2006
- Hag73 Hagg, A.C., Sankey, G.O.: *The containment of disk burst fragments by cylin-drical shells*, Appendix 2, Paper No. ASME 73PWR-2, presented at 1973 ASME Winter Annual Meeting in Detroit, Nov. 11-15 1973

- Häm94 Hämmerlein, G., Hoffmann, K.H.: *Numerische Mathematik*, Springer-Lehrbuch, 4. Auflage, 1994
- Han05 Hansa Flex Schulungsbegleitungsbuch: *Grundlagen der Fluidtechnik*, 2. Auflage, 2005
- Hum78 Humes, B., Holmes, R.: *The role of Subatmospheric Film pressure in the vibration performance of squeeze-film bearings*, Journal of mechanical Engineering, Vol. 20 No. 5, ASME 1978, S. 283 ff.
- Jam04 Jamal, R., Hagedstedt, A.: *LabVIEW Das Grundlagenbuch*, Addison-Wesley Pearson Education Deutschland, 4. Auflage, 2004
- Kel87 Kellenberger, W.: *Elastisches Wuchten*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1987
- Kel99 Kelly, C.T.: *Iterative Methods for Optimization*, Society for Industrial & Applied Mathematics, 1999
- Kik04 Kik, D.F., Lim, C.L., Levesley, M.C.: *Investigation into the performance of an aero engine rotor assembly incorporating a non-circular squeeze film damper*, Proc. of the 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, September 7-9 2004, Swansea
- Kno92 Knothe, K., Wessels, H.: *Finite Elemente*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1992, 2. Auflage
- Kol93 Kolsch, H., Ottl, D.: *Simulation des mechanischen Verhaltens von Bauteilen mit statischer Hysterese*, ;Forschung im Ingenieurwesen Bd. 59 Nr. 4; Springer-Verlag 1993
- Lab98 LabVIEW™ National Instruments™: *Grundlagen der Datenerfassung*, www.natinst.com, Juli 1998
- Lim04 Lim, C.L., Kik, D.F., Levesly, M.C.: *Analysis of a flexible rotor system including non-linear squeeze film damping using a finite element method*, Proc. of the 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, September 7-9 2004, Swansea
- Mag96 Magnus, K., Popp, K.: *Schwingungen*. Teubner Studienbücher Stuttgart, 1996
- Mei07 Meissner, M., Schorcht, H.J.: *Metallfedern*, VDI-Buch, Springer 2007
- Mei93 Meissner, M., Wanke, K.: *Handbuch Federn*, Verlag Technik, 2. Auflage, 1993
- Men91 Meng, G., San Andres, L.A., Vance, J.M.: *Experimental investigation on the dynamic pressure and force response of a partially sealed squeeze film damper*, Rotation Machinery and Vehicle Dynamics, ASME 1991, S. 251-256
- Mol07 Molyduval GmbH: *MoS2: Vorteile und Anwendungen*, Molyduval GmbH
- Neu06 Neumeuer, D.: *Ein Beitrag zum aktiven Auswuchten mit Ringwuchtsystemen*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, 2006
- Nor74 Nordmann, R.: *Ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Eigenwerte und Eigenformen von Turborotoren mit Gleitlagern, Spalterregung äußerer und innerer Dämpfung*, Dissertation TU-Darmstadt, 1974
- Ort07 Orth, M.: *Fanglagerkontakt magnetgelagerter Rotoren – nichtlineare Modellierung sowie Systemanalyse nach einem Magnetlagerausfall*, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, 2006
- Pet07 Peters D., Kaletsch C., Nordmann R., Domes B.: *Test Rig for a Supercritical Rotor of an Aero Engine – 12th IFToMM World Congress*, Besancon (France), June 18-21, 2007
- Pet08 Peters D., Kaletsch C., Koehler R., Nordmann R., Domes B.: *Experimental rotordynamic investigations of a flexible low-pressure-spool*, 08.-10. Septem-

- ber 2008, 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, University of Exeter
- Pin61 Pinkus, O., Sternlicht, B.: *Theory of Hydrodynamic Lubrication*. McGraw-Hill Book Company, Inc, New York Tokio London, 1961
- Rah04 Rahman, J., Hagestedt, A.: *LabVIEW Das Grundlagenbuch*, Addison-Wesley Pearson Education Deutschland, 4. Auflage, 2004
- RiD04 Ringfeder GmbH: *Dämpfungstechnik*, Ringfeder GmbH 2004
- RiF04 Ringfeder GmbH: *Friction Springs*, Ringfeder GmbH 2004
- San86 San Andres, L.A., Vance, J.M.: *Effects of Fluid inertia on finite-length squeeze-Film Dampers*, ASLE Transactions Vol. 30, 1986, S. 384-393
- Sch86 Schwer, M.: *Eigenschaften von Quetschöldämpfern – Ein Beitrag zur zuverlässigen Auslegung einer äußeren Lagerdämpfung*. Dissertation., Karlsruhe, 1986
- Sch93 Schwarz, H.R.: *Numerische Mathematik*. B.G. Teubner, Stuttgart 1993
- Sch97 Schade, H.: *Tensoranalysis*. Walter de Gruyter Berlin New York, 1997
- Zha93 Zhang, J., Ellis, J., Roberts, J.B.: *Observations on the Nonlinear Fluid Forces in Short Cylindrical Squeeze film Dampers*; Journal of Tribology Vol 115; ASME 1993;S. 692-698
- Zur65 Zurmühl, R.: *Praktische Mathematik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1965, 5. Auflage

Anhang

A.1 Koeffizienten nach El-Shafei

	Kurzer Dämpfer	Langer Dämpfer
M_{rad}^*	$\frac{\pi}{10\varepsilon^2} \left(\frac{1}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} - 1 \right)$	$\frac{12\pi}{10\varepsilon^2} (1 - (1-\varepsilon^2)^{1/2})$
M_{non}^*	$\frac{17\pi}{70\varepsilon^2} \left(2 - \frac{(2-3\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}} \right)$	$-\frac{12\pi}{10\varepsilon^2} \left(1 - \frac{(2-\varepsilon^2)}{2(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right)$
M_{tan}^*	$-\frac{1}{10\varepsilon^2} \left(2 + \frac{1}{\varepsilon} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right \right)$	$\frac{12}{10\varepsilon} \left(2 + \frac{2(1-\varepsilon^2)}{\varepsilon(2+\varepsilon^2)} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right \right)$
M_{cor}^*	$\frac{1}{70\varepsilon} \left(20 + \frac{27}{\varepsilon} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right + \frac{34}{(1-\varepsilon^2)} \right)$	0
M_{cen}^*	$\frac{\pi}{70\varepsilon} \left(27 - \frac{(27-17\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right)$	$\frac{1.2\pi}{(2+\varepsilon^2)^2} \left(12 - \frac{2(10-\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}{(2+\varepsilon^2)} \right)$
$M_{u rad}^*$	$-\frac{1}{10\varepsilon^2} \left(2 + \frac{1}{\varepsilon} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right \right)$	$\frac{12}{10\varepsilon} \left(2 + \frac{2(1-\varepsilon^2)}{\varepsilon(2+\varepsilon^2)} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right \right)$
$M_{u non}^*$	$\frac{17}{70\varepsilon} \left(2 + \frac{2}{\varepsilon} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right + \frac{2}{(1-\varepsilon^2)} \right)$	$\frac{12}{10\varepsilon} \left(\frac{(2\varepsilon^4 - 10\varepsilon^2 - 4)}{\varepsilon(2+\varepsilon^2)^2} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right - \frac{4}{(2+\varepsilon^2)} \right)$
$M_{u tan}^*$	$\frac{\pi}{10\varepsilon^2} (1 - (1-\varepsilon^2)^{1/2})$	$\frac{1.2\pi}{\varepsilon^2(2+\varepsilon^2)} \left(\frac{4(1-\varepsilon^2)^{3/2}}{(2+\varepsilon^2)} + 5\varepsilon^2 - 2 \right)$
$M_{u cor}^*$	$\frac{\pi}{10\varepsilon^2} \left(-\frac{27}{7} - (1-\varepsilon^2)^{1/2} + \frac{17}{7} \frac{(2-\varepsilon^2)}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right)$	$\frac{1.2\pi}{(2+\varepsilon^2)^2} \left(12 - \frac{2(10-\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{1/2}}{(2+\varepsilon^2)} \right)$
$M_{u cen}^*$	$-\frac{27}{70\varepsilon} \left(2 + \frac{1}{\varepsilon} \log \left \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right \right)$	$\frac{27\varepsilon}{35} \left[-\frac{\left(\frac{3\varepsilon}{2+\varepsilon^2} - 1 \right)^3}{(1-\varepsilon)^2} + \frac{\left(\frac{3\varepsilon}{2+\varepsilon^2} + 1 \right)^3}{(1+\varepsilon)^2} \right]$ $+ \frac{3}{5} \left[\frac{\left(\frac{3\varepsilon}{2+\varepsilon^2} - 1 \right)^2}{(1-\varepsilon)} + \frac{\left(\frac{3\varepsilon}{2+\varepsilon^2} + 1 \right)^2}{(1+\varepsilon)} \right] - \frac{12}{10} \frac{\varepsilon(8+\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)^2}$

Tabelle 0.1: Zusammenfassung der Dämpfungskoeffizienten nach A. El-Shafei

A.2 Koeffizienten nach L.A. San Andres und J.M. Vance

Die radialen Kraftkoeffizienten sind:

$$A_r = -\frac{48}{35} \left(\frac{2}{\varepsilon^2} \frac{(1-\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right) \right) - \frac{6}{35} \frac{\pi(1-(1-\varepsilon^2)^{3/2})}{\varepsilon^2}, \quad (0.1)$$

$$B_r = \frac{27}{35} \left(\frac{4}{\varepsilon^2} \frac{(1-\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right) + \left(\frac{-2(1-\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)} \right)^2 \frac{3\pi}{(1-\varepsilon)^{3/2}} \right), \quad (0.2)$$

$$C_r = -\frac{27}{70} \frac{\varepsilon^2 \pi}{(2+\varepsilon^2)^2}. \quad (0.3)$$

Die Kraftkoeffizienten in Umfangsrichtung sind:

$$A_u = \frac{48}{35\varepsilon} \left(2 - \frac{4}{\varepsilon} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right) \right) - \frac{6}{35\varepsilon} \left(\frac{1}{\varepsilon} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right) + 2(1 - \ln(1-\varepsilon^2)^{1/2}) \right), \quad (0.4)$$

$$B_u = \frac{27}{35\varepsilon} \left(2 + \frac{4(1-\varepsilon^2)}{\varepsilon(2+\varepsilon^2)} \ln \left(\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} \right) + \left(\frac{-2(1-\varepsilon^2)}{(2+\varepsilon^2)} \right) \frac{2}{(1-\varepsilon^2)^{1/2}} \right), \quad (0.5)$$

und

$$C_u = \frac{27}{35} \varepsilon \left(\frac{4}{15} (5+\varepsilon^2) + 4 \right). \quad (0.6)$$

A.3 Belegungspläne der Messkarten

Kartenbelegung																	
Karte: 6251 (Dev1)																	
Analoge Kanäle I / O: 16 single ended (8 diff) / 2																	
Digitale Kanäle I/O: 24																	
Counter : 2																	
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Box	Netzteil Stromquelle	PIN	Kanal	Connector Block PIN (-)	AI GND	Ausgang	Spannung	Sensor Messbereich	Strom	Drahttechnik	Bemerkungen
1	1	A	In	BS1	01	x-tangential		68	0, 8	34	67	0-10 V			-	2 Draht	ICP Übertragung , AI Sense 62
2	2	A	In	BS1	02	y-axial		33	1, 9	66	32	0-10 V		Beschleunigung,	-	2 Draht	
3	3	A	In	BS1	03	z-radial	eigene	65	2, 10	31	64	0-10 V	230 V	Geschwindigkeit, Weg	-	2 Draht	
4	4	A	In	BS2	01	x-tangential		30	3, 11	63	29	0-10 V			-	2 Draht	
5	5	A	In	BS2	02	y-axial		28	4, 12	61	27	0-10 V			-	2 Draht	
6	6	A	In	BS2	03	z-radial		60	5, 13	26	59	0-10 V			-	2 Draht	
-	7	A	In	nicht belegt	nb	-		25	6, 14	58	24	-	-	-	-	-	frei
7	8	A	In	WS	9	Bewegung Welle		57	7, 15	23	56	0-10 V	24 V	0-10 mm	Σ 0,24 A	4 Draht	analog
8	1	A	Out	FU A	2	Soll-Drehzahl		22	DAC 0 OUT		55	0-10 V	-	0-10 mm	?	koaxial	
-	2	A	Out	nicht belegt	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
BS = Beschleunigungssensoren Ladungsverstärker Serie M68; Sensor KS813																	
FU A = Frequenzumrichter Analogkanäle																	
WS = Wirbelstromsensoren Keyence EX-200 Sensorköpfe EX-305 0-1 mm; EC-422 1-10 mm																	

Tabelle 0.2: Belegungsplan der Analogkanäle der NI-Messkarte 6251

Zu Karte 6251 Digitale Kanäle (Dev1)																	
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Box	Netzteil Stromquelle	PIN	Kanal	Connector Block PIN (-)	AI GND	Ausgang	Spannung	Messbereich	Strom	Drahttechnik	Bemerkungen
9	1	D	In	FU DIG	03	Störungen		52	DI 0.0.	-			-		dig	koaxial	Opto gekoppelt
10	2	D	In	FU DIG	04	Betriebszustand		17	DI 0.1.	-	53		-		dig	koaxial	
11	3	D	Out	FU DIG	05	Betriebsschalter		49	DO 0.2.	-			-		dig	koaxial	
12	4	D	Out	FU DIG	6	DC-Bremse		47	DO 0.3						dig		nur bis 1500 U/min benutzen
13	5	D	Out	FU DIG	07	Schnellhalt.		19	DO 0.4	-			-		dig		
14	6	D	Out	Trigger S.	1	Trigger out		51	DO 0.5	-			-		dig		Festverdrahtung für Programmierung
8	D	In/Out	nicht belegt		-			16	DI/O 0.6	-	-	-	-	-	-	-	
9	D	In/Out	nicht belegt		-			48	DI/O 0.7	-	-	-	-	-	-	-	
10	D	In/Out	nicht belegt		-			11	DI/O 1.0	-	-	-	-	-	-	-	
15	11	D	Out	Watchdog	1	an Zeitgesteuertes R		10	DO 1.1	-			-		dig		Opto gekoppelt
16	12	D	Out	Rotor läuft	1	an Zeitgesteuertes R		43	DO 1.2.	-			-		dig		
14	D	ctr	siehe CO (laufende Nummer 22 (PFI 3))						DI/O 1.3								
15	D	ctr	siehe CO (laufende Nummer 22 (PFI 4))						DI/O 1.4								
17	16	D	Out	FU Pump	1	Schmierk. On/Off		6	DO 1.5	-			-		dig		
18	17	D	Out	FU Pump	2	SFD On/Off		5	DO 1.6.	-			-		dig		
18								38	DI/O 1.7								
19	D	Out	el. Ventile	1	SFD 7			37	DO 2.0.	-	7				1.08		über Relais / Optokoppler angesteuert
20	D	ctr	siehe CO (laufende Nummer 23 (PFI 9))						DI/O 2.1	-			24 V				
20	21	D	el. Ventile	2	SFD 8			45	DO 2.2.	-	7				1.08		
22	D	ctr	siehe CO (laufende Nummer 22 (PFI 11))						DI/O 2.3	-	-	-	-	-	-	-	
23	D	In/Out	nicht belegt		-			2	DI/O 2.4	-	-	-	-	-	-	-	
24	D	In/Out	nicht belegt		-			40	DI/O 2.5	-	-	-	-	-	-	-	
21	25	D	In	Trigger S.	2	Trigger in		1	DI 2.6 PFI 14	-			-		dig		
26	D	In/Out	nicht belegt		-			39	DI/O 2.7	-	-	-	-	-	-	-	
22	1	CO	In	DI	K0	Referenz Sig.		41	PFI 4	-	15				dig		Wandlung RS 432 nach TTL nötig
				DI	K1	500 Pk/s	5V-PC 14	42	PFI 3 (err 1)	-			24 V		dig		
23	2	CO	In	DI	K2	500 Pk/s 90°		46	PFI 11	-					dig		
				VS	3	SFD		3	PFI 9 (err 0)	-	4				\sum 0,375 A	3 Draht	HTL Spannungsteiler 24 - 5 V
\sum 7 von 8 analogen Eingängen belegt																	
\sum 1 von 2 analogen Ausgängen belegt																	
\sum 3 von 3 digitalen Eingänge																	
\sum 9 von 9 digitalen Ausgänge																	
\sum 2 von 2 Counter Eingängen belegt																	
FU Pump = Hydraulische Pumpen An/ Aus Schalter																	
DI = Drehimpulgeber Hübener Berlin HOG 75 K DN 500R																	
VS = Volumenstromsensoren B.I.O Tech. VZG 008 SFD; VZG 002 Lagerschmierung																	

Tabelle 0.3: Belegungsplan der Digitalkanäle der NI-Messkarte 6251

Karte: 6225 (Dev4)																		
Analoge Kanäle I / O: 80 single ender (40 differentiell) / 2																		
Digitale Kanäle I/O: 24																		
Counter: 2																		
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Box	Netzteil Stromquelle	PIN	Kanal	Connector Block PIN (-)	AI GND	Ausgang	Spannung	Sensor Messbereich	Strom	Drahtechnik	Bemerkungen	
Connector Block: 0																		
24	1	A	In	TS	01	✓	SFD La 7	1	68	0, 8	34	67	4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	AI -Sense 62 von NI 6225 SCB 0
25	2	A	In	TS	02	✓	SFD La 8	1	a 33	1, 9	66	32	4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	
26	3	A	In	TS	03	✓	La.1 oben	3	n 65	2, 10	31	64	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
27	4	A	In	TS	04	✓	La.1 unten	3	a 30	3, 11	63	29	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
28	5	A	In	TS	05	✓	La 7 oben	1	o 28	4, 12	61	27	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
29	6	A	In	TS	06	✓	La 7 unten	1	1 60	5, 13	26	59	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
30	7	A	In	TS	07	✓	La 8 oben	1	8 25	6, 14	58	24	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
31	8	A	In	TS	08	✓	La 8 unten	1	57	7, 15	23	56	4-20 mA	0-140 °C	✓	0,02	2 Draht	
															Σ = 0,28 A			
Connector Block: 1																		
32	9	A	In	TS	09	✓	Vor La 1, 7, 8		68	16, 24	34	✓	4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	AI -Sense 56 von NI 6225 SCB 1
33	10	A	In	TS	10	✓	Vor SFD 7,8		33	17, 25	67		4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	
34	11	A	In	TS	11	✓	Rück La. SFD 7,8		32	18, 26	66	22	4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	
35	12	A	In	TS	12	✓	Rücklauf La 1,		a 65	19, 27	31		4-20 mA	0-100 °C	✓	0,02	2 Draht	
36	13	A	In	TS	13	✓	Prozesskälte Kühlung		30	20, 28	64		4-20 mA	°C	✓	0,02	2 Draht	
37	14	A	In	DS	1	✓	Schlauch La1		29	21, 29	63	✓	4-20 mA	0-25 bar	✓	0,02	3 Draht	
38	15	A	In	DS	2	✓	Schlauch La7		a 62	22, 30	28		4-20 mA	0-25 bar	✓	0,02	3 Draht	
39	16	A	In	DS	3	✓	Schlauch La8		n 27	23, 31	61		4-20 mA	0-25 bar	✓	0,02	3 Draht	
40	17	A	In	DS	4	✓	SFD		a 26	32, 40	60	22	4-20 mA	0-25 bar	✓	0,02	3 Draht	
41	18	A	In	DS	5	✓	SFD La7		1 59	33, 41	25		4-20 mA	0-10 bar	✓	0,02	3 Draht	
42	19	A	In	DS	6	✓	SFD La8		o 24	34, 42	58		4-20 mA	0-10 bar	✓	0,02	3 Draht	
43	20	A	In	DS	7	✓	Hydrau La. 7		23	35, 43	57		4-20 mA	0-10 bar	✓	0,02	3 Draht	
44	21	A	In	DS	8	✓	Hydrau La. 8		55	36, 44	21		4-20 mA	0-10 bar	✓	0,02	3 Draht	
45	22	A	In	FU A	3	✓	FU Strom		analog 20	37, 45	54	22	0-10 V	55A -100 %	?	?	koaxial	Opto gekoppelt
46	23	A	In	FU A	4	✓	FU Auslastung		analog 19	38, 46	53	22	0-10 V	0 - 100%	?	?	koaxial	
47	24	A	In	TS infrarot	14	✓	Motorwelle		analog 52	39, 47	18	22	0-10 V	0 - 250 °C	-	-	2 Draht	
...	A	In	nicht belegt				-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	
40	A	In	nicht belegt				-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Σ Eingänge analoge Kanäle																		
TS = Temperatursensoren PT - 100 Messumformer Greisinger ; Sensor PT-100 Dünnschicht Hereus																		
DS = Drucksensoren Gems 3300 Series 0-10 bar; 100 Serie 0-25 bar																		
FU A = Überwachung der Temperaturen im Motor und im Frequenzrichter																		

Tabelle 0.4: Belegungsplan der Analogkanäle der NI-Messkarte 6225

zu Karte 6225 Digital Kanäle(Dev4) Anschlussblock 0																	
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Box	Netzteil Stromquelle	Connector Block			Sensor			Bemerkungen			
								PIN	Kanal	PIN (-)	GND PIN	Ausgang	Spannung		Messbereich	Strom	Drahtechnik
48	1	D	Niveauschwächer Filter	1	Tank			52	0.0	-			Leck	0.833 A	3 Draht	HTL Schalter zwischen 1&2 und 2&3 HTL	
49	2	D		17	0.1	-			OK / voll	?							
50	3	D		49	0.2	-			OK / voll	?							
51	4	D	USV	1			5V PC	47	0.3	-			OK / Netz	dig		Potentialfrei, 5 V Versorgung nötig	
52	5	D	USV	2			5V PC	19	0.4	-			OK / Netz	dig			
53	6	D	USV	3			5V PC	51	0.5	-			OK / Netz	dig			
54	7	D	USV	4			5V PC	16	0.6	-			OK / Netz	dig			
8	D	In/Out	nicht belegt						0.7	-			-	-			
55	9	D	Balancer	1	Motor seit			11	1.0	-			Neutralisation	dig			
56	10	D	Balancer	2	La,8 seit			10	1.1	-			Neutralisation	dig			
57	1	CO	VS	1	Lager 1			3	PH 9 (grt 0)	-	4	HTL-TTL	24 V	25.000 Pk/s	0,375 A	3 Draht	HTL
58	2	CO	VS	2	Lager 7,8			41	PH 4 (grt 1)	-	9	HTL-TTL	24 V	25.000 Pk/s	0,375 A Σ = 0,75 A	3 Draht	
10	D	In / Out	nicht belegt		-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
...	D	In / Out	nicht belegt		-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
24	D	In / Out	nicht belegt		-		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Tabelle 0.5: Belegungsplan der Digitalkanäle der NI-Messkarte 6225

Karte: 6229 (Dev3)																
Analoge Kanäle I/O: 32 single ended (16 differential) / 2																
Digitale Kanäle I/O: 8																
Counter: 2																
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Box	Netzteil Stromquelle	Connector Block Kanal	PIN (-)	GND PIN	Ausgang	Spannung	Messbereich	Strom	Drahtechnik	Bemerkungen
Connector Block: 0																
59	1	A	In	01	IS	La. 1 x	3	68	0,8	34	67	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	AI Sense 62
60	2	A	In	02	IS	La. 1 y	3	33	1,9	66	32	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	
61	3	A	In	03	IS	La. 7 x	2	65	2,10	31	64	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	
62	4	A	In	04	IS	La. 7 y	2	30	3,11	63	29	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	
63	5	A	In	05	IS	La. 8 x	2	28	4,12	61	27	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	
64	6	A	In	06	IS	La. 8 y	2	60	5,13	26	59	4-20 mA	2-5 mm	0,02	3 Draht	
65	7	A	In	07	IS	La. 1 η	3	25	6,14	58	24	4-20 mA	5-10 mm	0,02	3 Draht	
66	8	A	In	08	IS	La. 1 ξ	3	57	7,15	23	56	4-20 mA	5-10 mm	0,02	3 Draht	
1	D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	52	0,0	-	18	-	-	-	-	
..	D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
8	D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	39	2,7	-	4	-	-	-	-	
												Σ = 0,16 A				
Connector Block: 1 physikalisch nicht vorhanden																
9	A	In	nicht belegt		-	-	-	68	16,24	34	67	-	-	-	-	
10	A	In	nicht belegt		-	-	-	33	17,25	66	-	-	-	-	-	
..	A	In	nicht belegt		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
A	In	nicht belegt		-	-	-	-	57	23,31	23	-	-	-	-	-	
1	D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	52	0,8	-	18	-	-	-	-	
..	D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
D	In / Out	nicht belegt		-	-	-	-	39	0,31	-	-	-	-	-	-	
67	1	CO	In	DI	1	K0		3	PFI 9 (crt 0)		4	TTL	0 - 10.000rpm	-	TTL / Wandler	
2	CO	In	nicht belegt	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Σ 8 von 16 belegt differenzielle analoge Eingänge																
Σ 1 von 2 Counter Eingängen belegt																
Karte: 4472 (Dev2)																
Analoge Kanäle I/O: 8 (4diff) / 0																
Digitale Kanäle I/O: 0																
Trigger: 1																
Nr. Kart	A / D	In / Out	Sensor	Nr.	Beschreibung	Netzteil Stromquelle	Connector Block Kanal	PIN	Se. Nr.	Ausgang	Spannung	Messbereich	Strom	Drahtechnik	Bemerkungen	
67	1	A	In	WS	1		v	ai0		0-10 V	24V	0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
68	2	A	In	WS	2	Fanglager	a	ai1	54017	0-10 V		0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
69	3	A	In	WS	3		x	ai2	54021	0-10 V		0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
70	4	A	In	WS	4	Containment		ai3	54022	0-10 V		0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
71	5	A	In	WS	5		d	ai4	54023	0-10 V		0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
72	6	A	In	WS	6	Welle	i	ai5	54025	0-10 V		0-10 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
73	7	A	In	WS	7		r	ai6	54024	0-10 V		0-1 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
74	8	A	In	WS	8	Lagerschale	e	ai7	55063	0-10 V		0-1 mm	0,24	4 Draht	direkt angeschlossen	
												Σ = 1,92 A				
1	Trigger	-	nicht belegt	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Σ 8 von 8 differentiellen analoge Eingänge belegt																

Tabelle 0.6: Belegungsplan der Kanäle der NI-Messkarten 6229 und 4472

A.4 Mechanischer Ablauf des Aufbaus des Prüfstandes

Schritt	Vorgehen
1	Einbringung des Untergestells des Fundaments <i>horizontale Ausrichtung mit Maschinenfüßen, Gestell zum Deckenkettenzug ausrichten</i>
2	Schwingungsisolationselemente auf dem Gestell montieren
3	Fundament auf die Isolationselemente Absetzen <i>Fundament nochmals zum Kettenzug ausrichten, Kontrolle der horizontalen Ausrichtung</i>
4	6 Vorspannspindeln mit induktiven Wegsensoren (IS) versehen <i>jede Lagerebene mit 2 Sensoren versehen</i>
5	RSS mit innerer Metaldichtung turbinenseitig bestücken <i>Metaldichtung auf ca. 120°C erwärmen</i>
6	RSS mit Lagern bestücken, Fixierung mit Wellenmuttern
7	LP-Shaft mit der Turbine verbinden <i>Flansch vom LP-Shaft auf ca. 100°C erwärmen</i>
8	RSS mit der Turbine und dem LP-Shaft verbinden <i>Teile durch Schrauben fixieren</i>
9	Balancerflansch mit Wuchtroten auf der Turbine montieren
10	äußeren Rahmen von Lager 7, 8 mit der Grundplatte verbinden
11	äußeren Rahmen von Lager 7, 8 auf dem Fundament platzieren <i>Ausrichtung zum Deckenkettenzug beachten</i>
12	innere Rahmen von Lager 7,8 einbauen, inkl. Vertikalführungen, Keilschuhe, Hydraulikaktoren und Vorspanneinrichtungen für die Ringfedern <i>Einbaueinrichtungen der Rahmen beachten, mit Keilschuhen symmetrische Ausrichtung der inneren Rahmen gewährleisten</i>
13	Frontplatte des Berstsches mit inneren Ringen auf vorderen Bereich des Fundaments setzen <i>Position zum Einfädeln der LP-Shaft, Turbine, RRS Kombination notwendig</i>
14	Montage der Statoren der Balancer mit Halterung an Frontplatte <i>Position und Drehrichtung der Balancer beachten</i>
15	Einbringung des LP-Shafts in die Öffnung der Frontplatte <i>Vorsichtiges Einfädeln</i>
16	Montage der LP-Shaft Ausrichtträger auf dem Fundament zum Aufsetzen des Rotors
17	Abdrückring auf die Frontseite des LP-Shafts setzen
18	Anflanschen des FSS an den LP-Shaft <i>vorher Bauteile auf den Rotor auffädeln (Tabelle 4.4), Erhitzung des FSS notwendig</i>
19	Fixierung des FSS am LP-Shaft durch Befestigungsschraube <i>mit ca. 500 Nm Anzugsmoment</i>
20	Verschiebung der Frontplatte zum hinteren Rahmen
21	äußere und innere Dichtung motorseitig auf FSS montieren
22	Lager 1 auf FSS montieren
23	Lager 1 mit Wellenmutter fixieren
24	innere Dichtung Lager 1 turbinenseitig auf dem FSS montieren
25	äußere Dichtung in Gehäusedeckel Lager 1 mittels Loctite mittelfest einkleben
26	Temperatursensoren am Außenring von Lager 1 befestigen <i>mit Spezialkleber, innert gegen Prüfstandsöl</i>
27	vorderen Rahmen (Lager 1) mit der Grundplatte verbinden
28	inneres Gehäuse Lager 7,8 mit den inneren SFD-Teilen ausstatten
29	Verdrehsicherungen der SFDs im inneren Gehäuse montieren
30	Temperatursensoren der Lageraußenringe befestigen <i>mit Spezialkleber, innert gegen Prüfstandsöl</i>
31	äußere Aluminiumdichtung turbinenseitig befestigen <i>Einkleben erfolgt mit Loctite mittelfest</i>
32	Kabeldurchführungen der Temp-Sensoren abdichten <i>Spezialdichtmittel verwenden (ölresistent)</i>
33	inneres Gehäuse Lager 7,8 mit dem RSS verbinden
34	untere Ringfedern in die Rahmen von Lager 7, 8 einsetzen
35	untere Gehäusehalbschale von Lager 7,8 aus Ringfedern absetzen

Tabelle 0.7: Teil 1 zum mechanischen Ablauf des Prüfstandaufbaus

Schritt	Vorgehen
36	obere Halbschale von Lager 7,8 auf die untere Schale setzen <i>Kabel der Temperatursensoren vorsichtig durchführen</i>
37	zusammenschrauben des hinteren Gehäuses
38	Montage der verbleibenden Ringfedern von Lager 7, 8
39	Rahmen Lager 1, Vorspanneinrichtungen für Ringfedern einbauen
40	untere Ringfeder Lager 1 anbringen
41	untere Hälfte des Gehäuses von Lager 1 auf die Ringfeder setzen
42	Einsetzen der äußeren Dichtung motorseitig
43	Einsetzen des Lageraußenringes in das Gehäuse
44	Kabel der Temperatursensoren durch das Gehäuse führen
45	obere Hälfte des Gehäuses von Lager 1 montieren
46	Verschrauben des Gehäuses von Lager 1
47	Einsetzen des Fanglagers in den Fanglagerträger
48	Montage der verbleibenden Ringfedern von Lager 1
49	axiale Ausrichtung des Rahmens von Lager 1
50	axiale Ausrichtung von Gehäuse Lager 7, 8
51	Verspannung der Ringfedern von Lager 7,8 zur Ausrichtung
52	Kontrolle der Ausrichtung an Prismen der Ausrichtträger
53	Verspannung der Ringfedern von Lager 1 zur Ausrichtung
54	Kontrolle der Ausrichtung an Prismen der Ausrichtträger
55	Demontage der Ausrichtträger
56	einseitige Montage der Kupplung am FSS-Flansch <i>Ausmessen der Gewichte der Schrauben und Muttern, ausgleichende Setzung</i>
57	Abstützung des 2. Kupplungsflansches durch Scherentisch
58	Gewichtskraft auf Scherentisch ca. 1/2 der Kupplungsmasse <i>Waage zwischen Tisch und Kupplung</i>
59	Montage des Motorträgers
60	Anbringung des Motors auf dem Motorträger
61	Montage des Motorflansches auf die Motorwelle
62	Ausrichtung des Motors und des Trägers durch Feinbleche
63	Kontrolle der Position zwischen Kupplung und Motorflansch
64	Verbindung von Motor- und Kupplungsflansch <i>Ausmessen der Gewichte der Schrauben und Muttern, ausgleichende Setzung</i>
65	Montage der Ölnebelabsaugung mit Stützen
66	Montage des äußeren Berstschutzes auf dem Fundament
67	Liften des äußeren Berstschutzes und Einbau des Gestells
68	Montage der Sensorträger der Wirbelstromsensoren LP-Shaft
69	Montage der Wirbelstromsensoren von Lager 7, 8
70	Montage der Drucksensoren am Gehäuse von Lager 7,8
71	Montage der Temperatursensoren für SFDs in Lagergehäuse 7,8
72	Montage der Halterung für axialen Wegsensor am Gehäuse 7,8
73	Montage des axialen Wirbelstromsensors am Gehäuse 7,8
74	Montage der induktiven Wegsensoren für Gehäuse Lager 1

Tabelle 0.8: Teil 2 zum mechanischen Ablauf des Prüfstandaufbaus

A.5 Instandhaltung des Ölkreislaufs

Arbeitshinweise zur Wartung des Ölkreislaufs:

- Bevor Arbeiten an der Anlage durchgeführt werden, ist sicherzustellen, dass die Anlage ausgeschaltet ist und nicht mehr unter Druck steht.
- Der Prüfstand ist spannungsfrei zu schalten.
- Der Rotor darf sich nicht mehr in Bewegung befinden.
- Au Sauberkeit ist zu achten. Verschmutzungen sind die häufigste Ursache für einen fehlerbehafteten Betrieb und die Zerstörung von Hydraulikanlagen.
- Nicht mit öligen Händen arbeiten. Für den Kontakt mit dem Öl Schutzhandschuhe verwenden.
- Beschädigte Bauteile müssen unverzüglich ausgetauscht werden. Bei neuen Schläuchen sind die Einsatzbedingungen hinsichtlich des Drucks und der Temperatur zu überprüfen. Sollen justierbare Elemente des Kreislaufs ausgetauscht werden, ist ihr Einstellungszustand vor dem Austausch zu dokumentieren und wieder einzustellen. Beim Austausch von Geräten ist auf die Typenbezeichnung zu achten.

Visuelle Inspektionskriterien:

Eine visuelle Inspektion ist zur Überprüfung von Anlagen sehr nützlich. Eine regelmäßige Wiederholung von Inspektionen kann dabei helfen, die Funktionalität der Anlage sicherzustellen. Für ein einfaches Vorgehen werden die folgenden Untersuchungskriterien empfohlen.

- Suche nach Korrosionsschäden
- Fester Sitz der Armaturen und Anschlüsse und Kontrolle der Elastomerdichtungen
- Kontrolle der Fassungs Ausbildung auf der Schlauchseite
- Überprüfen des Vorhanden- und Intaktseins sekundärer Schutzmaßnahmen, wie Verkleidungen, Abdeckungen und Einhausungen
- Kontrolle des Bereichs der Einbindung der verwendeten Schläuche. Suche nach Blasen, Wülsten, Nässungen, Abwanderungen der Armaturen (Kaltfluss), Knickungen, Strukturänderungen der Oberdecke (weiche Stellen).
- Kontrolle der Biegeradien der Schlauchleitungen

Kontrolle auf Versteifungen, Verschmorungen, Versprödungen, Aushärtungen und Wärmearisse in der Außenschicht